

VŠB – Technická univerzita Ostrava Fakulta strojní

Institut dopravy

**Nestacionární simulace zátěžových stavů  
při testech během vývoje chlazení**

Non-stationary Simulation of Stressful States  
in Cooling Development Tests

Student:

Vedoucí diplomové práce:

Bc. Tomáš Sembol

doc. Ing. Jan Famfulík, Ph.D.

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Sembol**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie

Specializace: 20 Silniční doprava

Téma: Nestacionární simulace zátěžových stavů při testech během vývoje chlazení  
Non-stationary Simulation of Stressful States in Cooling Development Tests

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Cíl práce:

Cílem práce je vytvoření metodiky řešení nestacionárních zátěžových jízdních stavů z hlediska chlazení a její ověření na vybraném agregátu.

Osnova:

1. Úvod.
2. Rozbor současného stavu poznání.
3. Návrh metodiky.
5. Experimentální část práce.
6. ověření metodiky.
7. Zhodnocení a doporučení.
8. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 2012. 262 s. ISBN 978-80-01-05015-6.

SCHÄFER, Edited by Richard van Basshuysen and Fred. Internal combustion engine handbook basics, components, systems, and perspectives. Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers, 2004. ISBN 978-076-8071-962.

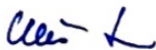
MARTYR, A. J.; PLINT, M. A., Engine testing theory and practice. 3. vyd. Oxford: Elsevier's Science & Technology, 2007. 442 s. ISBN-13: 978-0-7506-8439-2.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jan Famfulík, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



---

prof. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry



---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

**Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020.



.....  
Podpis studenta



**Prohlášení spolupracující osoby**

Souhlasím se zveřejněním této diplomové práce dle požadavků čl. 6, odst. 9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v magisterských studijních programech VŠB-TU Ostrava.

Spolupracující firma:

ŠKODA AUTO a.s.  
tř Václava Klementa 869  
Mladá Boleslav II

Jméno a příjmení oprávněné osoby:

Ing. Jan Burič

V Mladé Boleslavi dne 18. května 2020.



.....  
Podpis oprávněné osoby  
(případně razítko)

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020.



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Tomáš Sembol

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Václavovice, Milíře 79

**Anotace diplomové práce**

SEMBOL, T. *Nestacionární simulace zátěžových stavů při testech během vývoje chlazení: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2020, 81 s. Vedoucí práce: Famfulík, J.

Diplomová práce se zabývá tvorbou výpočetní metodiky pro potřeby vývoje chlazení agregátu. Tato práce je rozdělena do tří pomyslných částí. První z nich je teoretická část pojednávající o současném stavu poznání z hlediska termodynamiky spalovacích motorů, rozboru tepelných přispěvovatelů do celkové tepelné bilance vozidla, proudění tekutin a sdílení tepla mezi látkami a tělesy. Další částí je popis tvorby celostního výpočetního modelu v SW GT-ISE skládajícího se z několika podsestav, které reprezentují jednotlivé moduly vozidla a popis vstupních dat, která byla potřeba pro stavbu prvků obsažených v daných modulech vozidla. Třetí část je výpočtová, kde je popsán výpočet tepelné bilance motoru, kalibrace, verifikace a validace prvků a modulů vstupujících do celkové tepelné bilance vozidla. Nakonec byly vyhodnoceny výsledky simulací stac. a nestac. jízdních režimů. Také byl vykonán rozbor odchylek a doporučení pro další vývoj metodiky.

**Annotation of master thesis**

SEMBOL, T. *Non-stationary Simulation of Stressful States in Cooling Development Tests: Master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2020, 81 p. Thesis head: Famfulík, J.

The master thesis deals with the development of numerical methodic for the needs of a vehicle engine cooling development. This master thesis is split into three parts. The first part is theoretical deals with the current state of knowledge of internal combustion engines' thermodynamics, analysis of heat contributors to the whole vehicle heat balance, fluid dynamics and heat sharing between substances. The next part is a description of numerical model building in GT-ISE software, which consists of subassemblies that represent each module of the vehicle and description of its required data that was necessary for creation of elements of each module. The third part is about calculations where heat balance calculation of internal combustion engine, calibration, verification and validation of elements and modules that influence the whole vehicle heat balance are described. In the end, the results of stationary and non-stationary driving cycles were evaluated. Moreover, an analysis of deviations and recommendations for further development of this numerical methodic were made.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	11
1 Úvod .....	14
2 Rozbor současného stavu poznání .....	15
2.1 Rozbor tepelných přispěvovatelů.....	16
2.1.1 Spalovací motor .....	16
2.1.2 Klimatizační jednotka .....	21
2.1.3 Přepřínování turbodmychadlem .....	22
2.1.4 Převodovka .....	23
2.2 Základy sdílení tepla .....	23
2.2.1 Přenos tepla prouděním .....	24
2.2.2 Vedení tepla .....	25
2.2.3 Prostup tepla stěnou .....	25
2.2.4 Záření - Radiace.....	26
2.2.5 Prandtlovo číslo .....	27
2.3 Tepelné výměníky.....	28
2.3.1 Vzduchový tepelný výměník .....	28
2.3.2 Vodní tepelný výměník.....	29
2.4 Základy proudění tekutin.....	29
2.4.1 Proudění vazkých tekutin.....	29
2.4.2 Rovnice kontinuity.....	30
2.4.3 Bernoulliho rovnice .....	31
2.5 Software pro 1D výpočty chlazení.....	31
2.5.1 KULI.....	31
2.5.2 GT-Suite .....	33
3 Definování výpočtové problematiky .....	36
3.1 Zátěžné stavy .....	36
3.1.1 Stacionární stav.....	36

3.1.2	Nestacionární (tranzientní) stav .....	36
3.2	Nedostatky současné metodiky .....	37
3.3	Motivace návrhu metodiky nové .....	37
4	Návrh metodiky .....	38
4.1	Rozbor metod .....	38
4.1.1	Ko-simulace .....	38
4.1.2	Model celého vozidla .....	38
4.2	Stavba výpočtového modelu .....	39
4.2.1	Motorový prostor – vedení chladicího vzduchu .....	40
4.2.2	Okruh chladicí kapaliny a termický model motoru .....	45
4.2.3	Řízení motoru – mapovaný model .....	48
4.2.4	Model převodovky .....	53
4.2.5	Model vozidla .....	54
4.2.6	Profil vozovky .....	55
4.2.7	Model řidiče .....	55
5	Experimentální část práce .....	56
5.1	Motorový prostor – vedení chladicího vzduchu .....	56
5.1.1	Verifikace komponent MP .....	56
5.1.2	Kalibrace modelu motorového prostoru .....	60
5.2	Okruh chladicí kapaliny .....	64
5.2.1	Verifikace vodního čerpadla .....	64
5.2.2	Kalibrace okruhu chladicí kapaliny .....	66
6	Ověření metodiky .....	68
6.1	Stacionární režimy .....	68
6.2	Nestacionární režimy .....	70
6.2.1	GrossGlockner .....	70
6.2.2	NEDC .....	71
6.2.3	Dynamický test .....	73

7	Zhodnocení, doporučení .....	75
8	Závěr .....	77

## Seznam použitých značek a symbolů

<i>CAD</i>	Computer-aided Design
<i>CAE</i>	Computer-aided Engineering
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>FRM</i>	Fast Running Model
<i>GT</i>	Gamma Technologies
<i>GT-ISE</i>	Gamma Technologies – Integrated Simulation Environment
<i>MP</i>	Motorový prostor
<i>MPI</i>	Multi point injection
<i>PWM</i>	Pulse Width Modulation
<i>SW</i>	Software
<i>TSI</i>	Turbo Stratified Injection

$A_0$	[J]	Práce termodynamického cyklu
$H_u$	[J · kg <sup>-1</sup> ]	Spodní výhřevnost paliva
$M$	[g · mol <sup>-1</sup> ]	Molární hmotnost
$M_t$	[Nm]	Točivý moment
$P$	[W]	Výkon
$P_{ef}$	[W]	Efektivní výkon
$Q$	[J]	Teplo
$Q_c$	[J]	Teplo odevzdané
$Q_H$	[J]	Teplo dodané
$\dot{Q}$	[W]	Tepelný tok
$\dot{Q}_{vyfT}$	[W]	Střední tepelný tok za periodu T
$\dot{Q}_{vyf\lambda}$	[W]	Tepelný tok nespáleným palivem
$R$	[J · mol <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Univerzální plynová konstanta
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha
$T$	[K]	Termodynamická teplota
$T_{Hu}$	[K]	Teplota spodní výhřevnosti paliva
$T_{pal}$	[K]	Teplota paliva
$T_{ref}$	[K]	Referenční teplota
$T_{var}$	[K]	Teplota varu paliva

$T_{vyfs}$	[K]	Statická teplota výfukových plynů
$U$	[J]	Vnitřní energie
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Objem
$V_k$	[m <sup>3</sup> ]	Kompresní poměr motoru
$V_Z$	[m <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem motoru
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Objemový průtok
$W$	[J]	Objemová práce
$a_{abs}$	[-]	Relativní odrazivost (reflexe)
$a_{tv}$	[m <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Teplotní vodivost
$c_p$	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Izobarická měrná tepelná kapacita
$c_{p,kap}$	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Měrná tepelná kapacita kapalného paliva
$c_{p,sm}$	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Měrná tepelná kapacita palivové směsi
$c_{p,pal}$	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Měrná tepelná kapacita paliva
$c_{p,vyf}$	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Měrná tepelná kapacita výfukových plynů
$c_v$	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Izochorická měrná tepelná kapacita
$d$	[m]	Průměr trubice
$d_{dia}$	[-]	Relativní pohltivost (absorbce)
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky
$g$	[m · s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$h$	[m]	Výška
$h_{vzd}$	[J]	Entalpie vzduchu
$h_{pal}$	[J]	Entalpie paliva
$k$	[W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Součinitel prostupu tepla stěnou
$l$	[m]	Délka
$l_{var}^{T_{var}}$	[J]	Výparné teplo při teplotě varu
$m$	[kg]	Hmotnost
$\dot{m}$	[kg · s <sup>-1</sup> ]	Hmotnostní tok
$\dot{m}_{ext}$	[kg · s <sup>-1</sup> ]	Hmotnostní tok externí
$\dot{m}_{int}$	[kg · s <sup>-1</sup> ]	Hmotnostní tok interní
$p$	[Pa]	Tlak
$p_{in}$	[Pa]	Vstupní tlak



$p_{ef}$	[-]	Poměrný efektivní výkon
$\dot{q}$	[W · m <sup>-2</sup> ]	Měrný tepelný tok
$\dot{q}_{celk}$	[W · m <sup>-2</sup> ]	Celkový měrný tepelný tok
$r$	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Měrná plynová konstanta
$r_{refl}$	[-]	Relativní průteplivost (diatermie)
$t$	[°C]	Teplota
$t_{ext-in}$	[°C]	Externí vstupní teplota
$t_{int-in}$	[°C]	Interní vstupní teplota
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost
$v_s$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Střední rychlost proudění kapaliny
$\alpha$	[kW · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Součinitel přestupu tepla
$\delta$	[m]	Tloušťka stěny
$\varepsilon$	[-]	Kompresní poměr
$\varepsilon_e$	[-]	Emisivita
$\eta_{hor}$	[-]	Účinnost hoření palivové směsi
$\eta_t$	[-]	Termická účinnost
$\kappa$	[-]	Poissonova konstanta
$\lambda$	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
$\lambda_{tv}$	[W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Tepelná vodivost
$\mu$	[N · m <sup>-2</sup> · s]	Dynamická viskozita
$\nu$	[m <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Kinematická viskozita
$\rho$	[kg · m <sup>3</sup> ]	Hustota
$\sigma$	[W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-4</sup> ]	Stefan-Boltzmanova konstanta
$\varphi$	[-]	Stupeň plnění
$\Psi$	[-]	Stupeň zvýšení tlaku
$\omega$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost

## Podobnostní čísla

$$Re = \frac{\rho v_s d}{\mu} \quad \text{Reynoldsovo číslo}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\lambda} \quad \text{Prandtlovo číslo}$$

# 1 Úvod

Diplomová práce se zabývá tvorbou metodiky pro nestacionární 1D výpočty chlazení agregátu. Jelikož je pro takovou aplikaci žádoucí vznik modelu celého vozidla, zabíhá tato práce do několika vědních oborů. Téma vzniklo na základě potřeb oddělení vývoje chlazení agregátu ve společnosti ŠKODA AUTO a.s.

Vývoj automobilů, ať se spalovacími motory, či pohonem na elektrickou energii, musí neustále reagovat na zvyšující se nároky na funkčnost a legislativní požadavky v podobě snižujících se emisních limitů. Tyto skutečnosti vyžadují vývoj vozidla jako funkčního celku. Jelikož chlazení motoru je poměrně komplikovaná disciplína ovlivňovaná řadou faktorů, je důležité na ni pohlížet v kontextu s dalšími prvky vozidla. Společně s dynamicky se vyvíjející situací v oboru automotive jsou kladeny nároky na co nejnižší konečnou cenu vozidla. Tato zmíněná fakta dávají možnost vzniku výpočetních metodik, které lze využít již v předvývojových fázích vozidla a umožňují tak dopředu odhadnout kritická místa, či uzly a včas reagovat na odstranění jejich nedostatků.

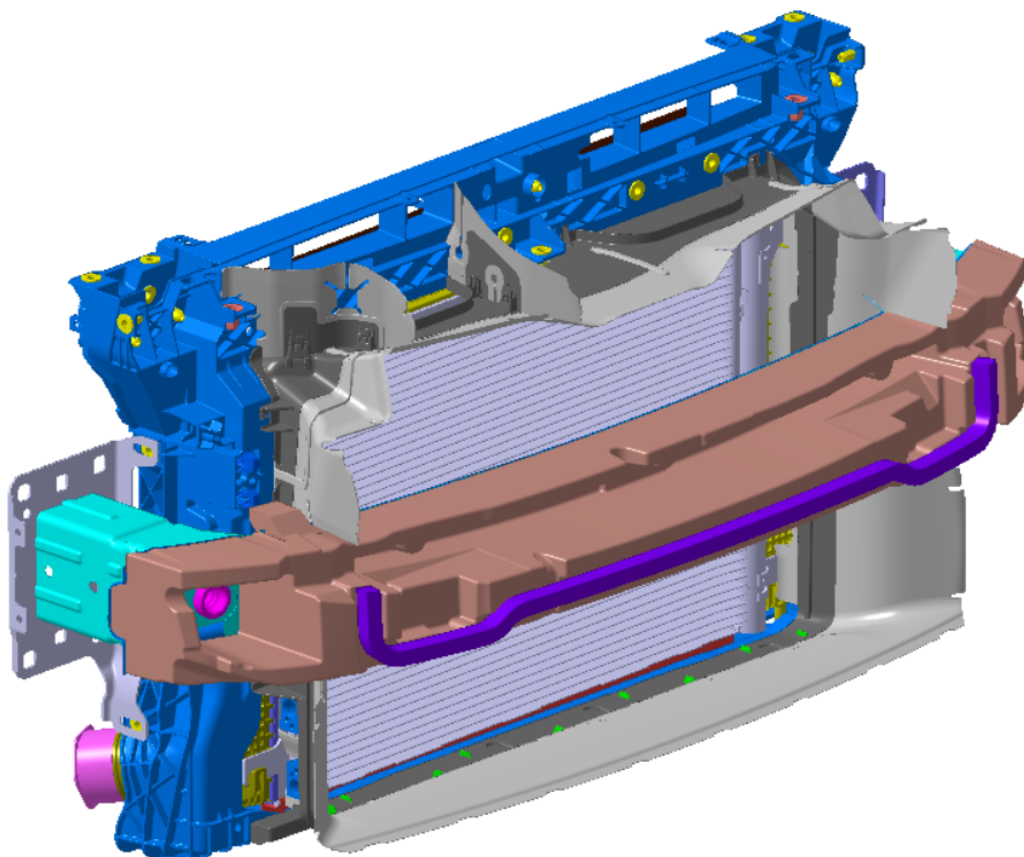
Z hlediska chlazení motoru automobilu je kladen důraz na splnění požadovaných vlastností. Zejména udržení teplot provozních kapalin v daném rozmezí pro správnou funkčnost vozidla jako celku a také co nejvyšší využití chladicího vzduchu procházejícího vstupními plochami v přední části automobilu, které mají přímý vliv na aerodynamický odpor vozidla a tím na jeho výsledné emise škodlivin výfukových plynů.

Díky současnému technologickému pokroku existuje řada prostředků, kterými lze simulovat tepelné chování prvků chlazení automobilu při stacionárních i nestacionárních stavech. Kombinací 1D výpočetních nástrojů a okrajových podmínek z 3D CFD simulací proudění motorovým prostorem, lze poměrně přesně simulovat stav chlazení motoru při daných jízdních režimech a nabyté znalosti tak aplikovat do prediktivních výpočtů v raných fázích vývoje automobilu.

## 2 Rozbor současného stavu poznání

Chlazení automobilu již nějakou dobu nelze vnímat pouze jako chlazení samotného motoru. V současnosti je nutné nejen udržovat provozní teplotu motoru v daných mezích, ale udržovat také správnou pracovní teplotu přidružených systémů, jako je převodovka, respektive její olej, stejně tak i olej motoru. Důležité je také udržování tepelného komfortu uvnitř kabiny pro posádku a neméně významným parametrem pro správnou činnost spalovacího motoru je teplota nasávaného vzduchu.

Tepelná energie odebraná chlazením těchto tepelných přispěvovatelů je následně uvolňována do okolí. Pro tento účel slouží tepelné výměníky umístěné v přední části vozu nazývané „front-end“. Jedná se o sestavu výměníků vodního okruhu, okruhu stlačeného vzduchu, kondenzátoru klimatizace a ventilátoru upevněných do nosiče. Nosič je připevněn ke vzpěře předního nárazníku a následně je vše dotěsněno těsníci prvky pro maximální využití toku vzduchu procházejícího přes masku a mřížku nárazníku do tepelných výměníků.



*Obr. 2 – CAD Sestava front-endu [autor]*

## 2.1 Rozbor tepelných přispěvovatelů

Jednotlivé tepelné celky přispívající do celkové tepelné bilance jsou pro většinu moderních vozidel velice podobné. Liší se zejména jejich počet, případně účel, který ovlivňuje celková specifikace vozidla. Příklady takových celků jsou uvedeny v předchozí kapitole.

Jelikož se v dalších kapitolách bude práce zabývat simulacemi pro předem vybrané vozidlo, rozbor tepelných přispěvovatelů bude také zaměřen na tento vůz, jímž je Škoda Superb 3. generace facelift. Jedná se o vozidlo se zážehovým přeplňovaným motorem 2.0 TSI o výkonu 140 kW a automatickou, dvouspojkovou převodovkou DQ381-7F, která přenáší točivý moment motoru na kola přední nápravy.

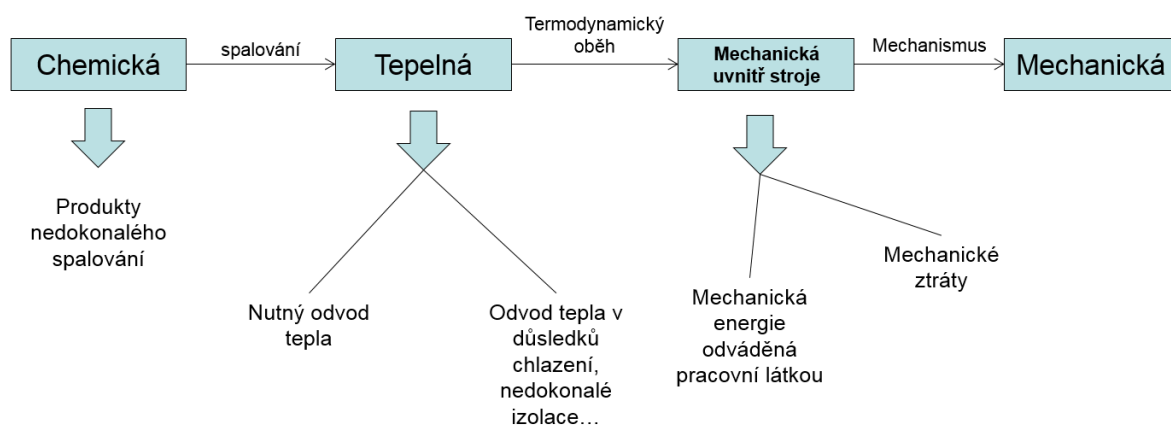
Největším přispěvovatelem tepla je samozřejmě spalovací motor, respektive teplo vyvinuté při spalování palivové směsi ve válcích.

### 2.1.1 Spalovací motor

Spalovacích motorů existuje mnoho druhů a typů. Veškerá teorie a současné znalosti o spalovacích motorech jsou však relativně snadno dohledatelné v knižních i internetových zdrojích. Dále se práce bude zabývat pouze pístovým čtyřdobým motorem, jelikož právě tímto typem motoru je vybaveno vozidlo zmíněné výše.

#### 2.1.1.1 Princip činnosti pístového spalovacího motoru

Spalovací motor je ve své podstatě stroj k přeměně energie chemické na mechanickou. Chemická energie je uchována ve směsi paliva se vzduchem vstupující do motoru. K jejímu uvolnění dochází zapálením směsi a jejím následným spalováním, přičemž vzniká tepelná energie. V reálných podmínkách nedojde k dokonalému prohoření směsi a vznikají produkty nedokonalého spalování. Díky termodynamickému oběhu dochází k uvolňování tepelné energie a k následné přeměně na mechanickou energii uvnitř stroje. Tím se rozumí přeměna na kinetickou (translační) energii pístu. Část tepelné energie je spotřebována odvodem tepla ze spalovacího prostoru a část je odvedena ve formě horkých výfukových plynů. Za ideální stav je považována dokonalá izolace tepla, pro jeho maximální využití. To ovšem z důvodu nutného odvodu tepla kvůli životnosti důležitých součástí motoru není možné. Energie mechanická uvnitř stroje je klikovým mechanismem převedena na energii mechanickou. Při přeměně dochází k mechanickým ztrátám a výsledná mechanická energie je distribuována rotací klikové hřídele dále do hnacího ústrojí.



Obr. 2.1.1.1 – Diagram přeměny energie spalovacího pístového motoru [2]

### 2.1.1.2 Termodynamické oběhy spalovacích motorů

Cílem procesu přeměny chemické energie na energii mechanickou je dosáhnout nejvyšší možné efektivity, což je silně závislé na termodynamice. Tento proces přeměny je velice složitý, zejména spalování s přeměnou energie spalovací směsi a samotný chemický proces plynu ve válci. Také přenos tepla do stěn spalovacího prostoru, okolních součástí motoru a z nich do chladicí kapaliny nebo motorového oleje je velice obtížné přesně popsat. Za pomoci termodynamických a fyzikálních veličin a vztahů byly vytvořeny základní termodynamické oběhy, které slouží pro popis průběhu spalování uvnitř spalovacího prostoru motoru. Tyto cykly se dělí na ideální a skutečné. [4]

### 2.1.1.3 Ideální termodynamické oběhy

U ideálních oběhů jsou zjednodušující předpoklady, že ideální tepelný stroj pracuje bez jakéhokoliv tření. Celý pracovní cyklus u takového stroje lze považovat za vratný a samotný děj je prováděn velice pomalu. Pracovním médiem takových oběhů je jednosložkový ideální plyn s neproměnnými termodynamickými vlastnostmi. Dále se jedná o tepelně izolovaný uzavřený systém, tudíž nedochází k výměně pracovního média a odvodu tepla do stěn spalovacího prostoru. Motivací k tomu, aby se skutečné oběhy idealizovali, je celá řada. Je poté daleko jednodušší pochopit děje probíhající ve válci motoru. Idealizované oběhy mohou sloužit jako reference skutečných oběhů, což umožňuje relativně rychlé a snadné výpočty. [2]

Protože vycházíme z toho, že ideální cyklus je uzavřený, platí 1. termodynamický zákon.

$$dU = dQ - dW = dQ - pdV \quad (2.1)$$

Další důležitou rovnicí pro odvození výpočtových vztahů je stavová rovnice ideálního plynu.

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad (2.2)$$

### **Carnotův cyklus**

Carnotův cyklus je bohužel proveditelný pouze teoreticky v ideálním pístovém stroji. Při konstrukci motorů se výrobci snaží Carnotovu cyklu co nejvíce přiblížit. Je to totiž ideální oběh s nejvyšší tepelnou účinností při daných podmínkách. [6]

Termická účinnost Carnotova cyklu:

$$\eta_t = \frac{A_0}{Q_H} = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} \quad (2.3)$$

Po úpravách má vztah finální podobu:

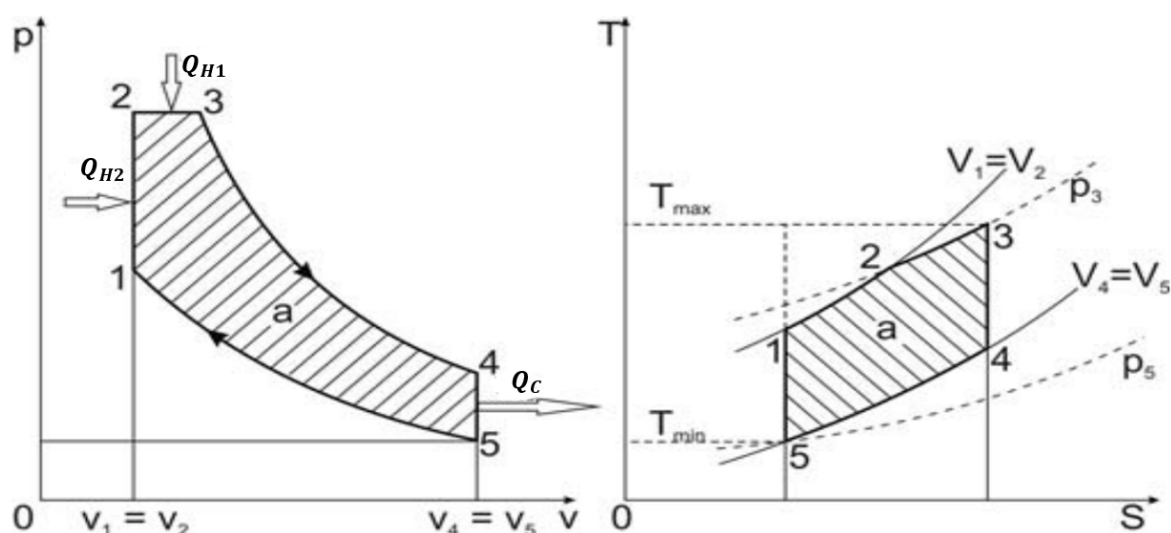
$$\eta_t = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2.4)$$

Termická účinnost Carnotova cyklu je tedy pouze funkcí teplot, mezi kterými je cyklus provozován a nezávisí na pracovní látce. Také lze vyvodit, že termická účinnost je vždy nižší než 1, jelikož  $T_C < T_H$ . Pro  $T_C = T_H$  je potom účinnost nulová a nejedná se o tepelný stroj. Zvýšení účinnosti Carnotova cyklu lze dosáhnout zvýšením teploty  $T_H$ , snížením teploty  $T_C$ , nebo kombinací obojího. [6]

### **Sabateho cyklus**

Je ideální teoretický cyklus popisující činnost spalovacího motoru. Cyklus je popsán pomocí p-v a T-s diagramů. Stejně jako u Carnotova cyklu se Sabateho p-v diagram skládá z několika dějů, které jsou dány body:

- a) 5-1 pohyb pístu do horní úvrati, dochází k adiabatické kompresi směsi ve válci.
- b) 1-2 izochorický přívod tepla z okolí v horní úvrati pístu, které nahrazuje zažehnutí směsi v bodě 1.
- c) 2-3 izobarický přívod tepla z okolí nahrazuje pozvolné hoření paliva.
- d) 3-4 adiabatická expanze spálené směsi při pohybu pístu do dolní úvrati.
- e) 4-5 izochorický odvod tepla do okolí, nahrazující výfuk zplodin do atmosféry. Píst se nachází v dolní úvrati. [6]

Obr. 2.1.1.3 –  $p$ - $V$  a  $T$ - $s$  diagram Sabateho cyklu [38]

Termická účinnost Sabateho cyklu:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_{H1} + Q_{H2}} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_5)}{c_v(T_2 - T_1) + c_p(T_3 - T_2)} \quad (2.5)$$

Termickou účinnost Sabateho cyklu lze také uvést jako  $\eta_t = f(\kappa, \varepsilon, \varphi, \Psi)$ , tedy:

$$\eta_t = 1 - \frac{\Psi \cdot \varphi^\kappa}{\varepsilon^{\kappa-1} \cdot [(\Psi - 1) + \kappa \cdot \Psi \cdot (\varphi - 1)]} \quad (2.6)$$

Kde  $\kappa = 1,33$  [-] je Poissonova konstanta pro víceatomové plyny s pevnou molekulou,  $\varepsilon$  [-] je kompresní poměr definovaný vztahem 2.7,  $\varphi$  [-] je stupeň plnění definovaný vztahem 2.8 a  $\Psi$  [-] je stupeň zvýšení tlaku definovaný ve vztahu 2.9. [6]

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_k}{V_k} \quad (2.7)$$

$$\varphi = \frac{V_4}{V_3} \quad (2.8)$$

$$\Psi = \frac{p_3}{p_2} \quad (2.9)$$

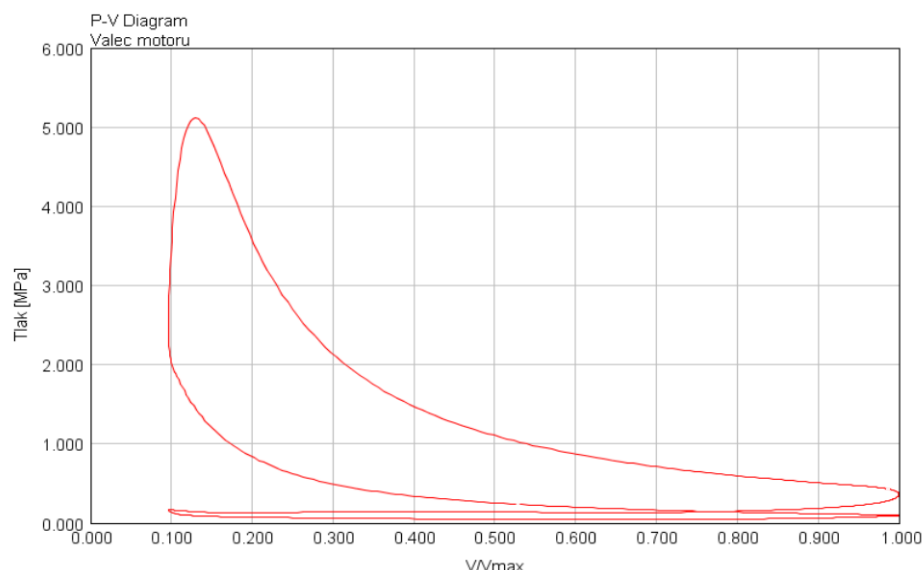
#### 2.1.1.4 Skutečné oběhy

Skutečné oběhy se od těch teoretických liší z mnoha důvodů. Některé z nich jsou uvedeny v následujících odstavcích.

U skutečných oběhů, na rozdíl od teoretických, je realizována výměna pracovní látky, na kterou je vynaložena určitá energie. Proto u nepřepřňovaných motorů dochází v této fázi ke konání záporné práce, u přepřňovaných někdy může dojít ke konání práce kladné. Výměnou pracovní látky také dochází k významnému odvodu tepla. [39]

Kompresce a expanze nejsou adiabatické, ale polytropické a přívody, potažmo odvody tepla nejsou izochorické a izobarické. Exponent polytropy je proměnlivý v závislosti na přestupu tepla mezi náplní a stěnami válce a dalších faktorech. [6],[39]

Spalování směsi ve válci probíhá konečnou rychlostí. Také objemové změny válce probíhají konečnou rychlostí. To způsobuje zaoblení tzv. indikátorového diagramu v přechodových oblastech. Pracovní prostor navíc není dokonale těsný. Také časování ventilů a předstih mají vliv na tvar p-V diagramu skutečného oběhu. [39]

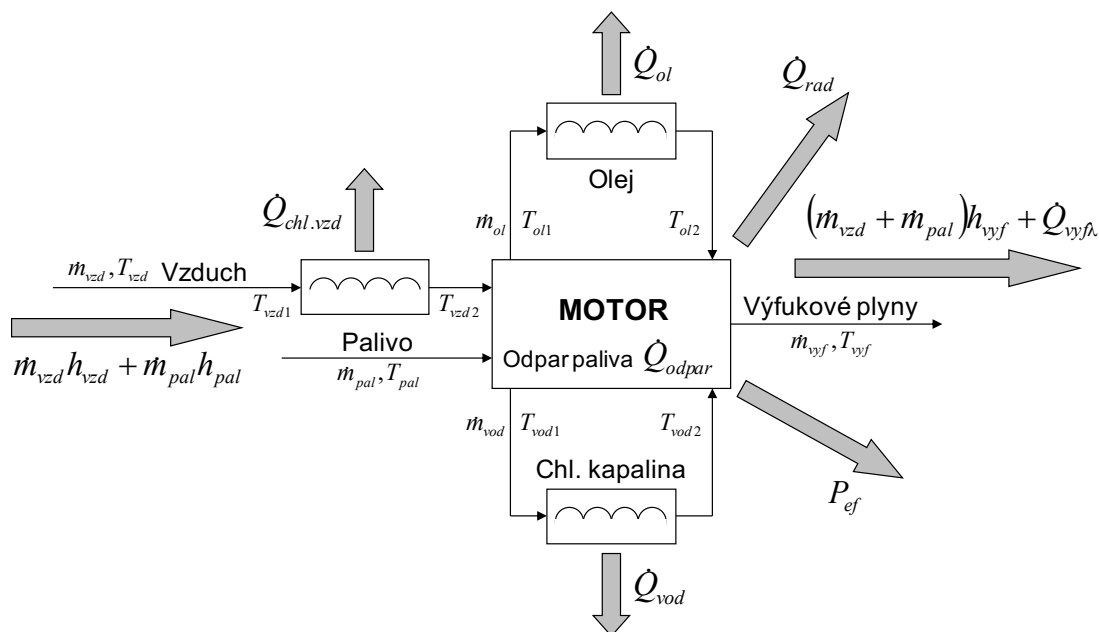


Obr. 2.1.1.4 – Indikátorový p-V diagram zážehového čtyřtákního motoru [40]

#### 2.1.1.5 Tepelné toky spalovacího motoru

Schématická reprezentace základních tepelných toků přepřňovaného motoru je vyobrazena na obr. 2.1.1.5





Obr. 2.1.1.5 – Sankeyův diagram – blokové schéma tepelných toků [26]

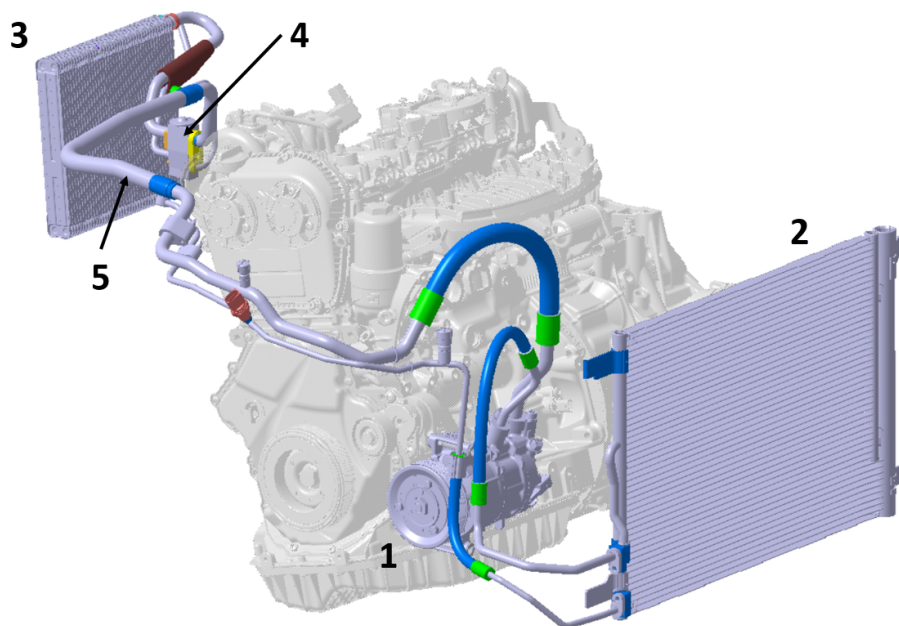
Dodaná energie  $\dot{Q}_{dod}$  v podobě palivové směsi je přiváděna do spalovacího motoru, kde dochází k jejímu uvolňování spalováním. Důsledkem dějů znázorněných v Sankeyově diagramu dochází k disipaci na jednotlivé energetické složky, jejichž součtem je právě  $\dot{Q}_{dod}$ .

$$\dot{Q}_{dod} = \dot{Q}_{chl.vzd} + \dot{Q}_{odpar} + P_{ef} + \dot{Q}_{vod.skut} + \dot{Q}_{ol} + \dot{Q}_{vyf} + \dot{Q}_{rad;zbytek} \quad (2.10)$$

## 2.1.2 Klimatizační jednotka

Klimatizační jednotka odebírá teplo z kabiny pomocí výparníku a následně jej odevzdává do okolí prostřednictvím kondenzátoru umístěného v tzv. „front-endu“. Detailní popis fungování klimatizace lze dohledat v internetových článcích, nebo v odborné literatuře. Okruh klimatizace se skládá z těchto částí:

1. Kompresor
2. Kondenzátor
3. Výparník
4. Expanzní ventil
5. Trubkový výměník

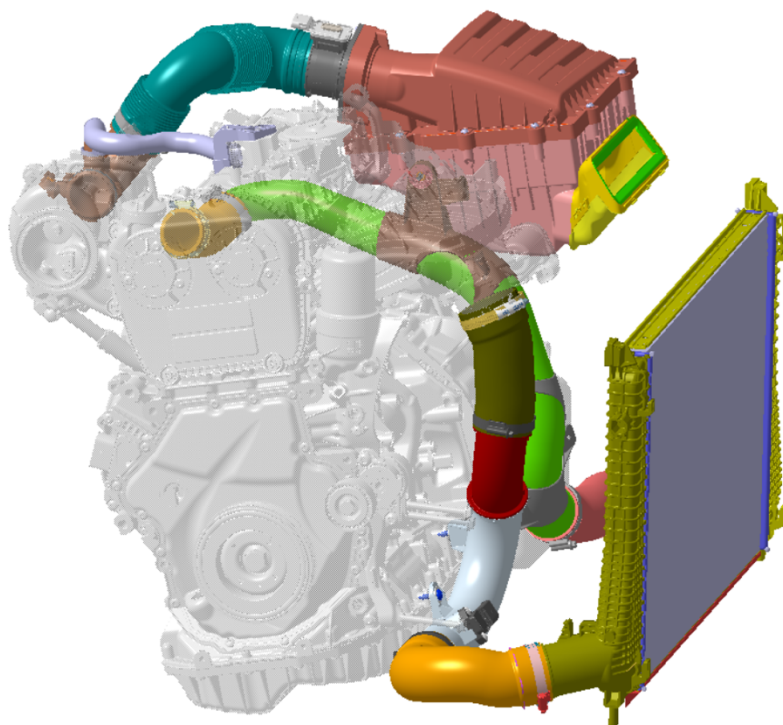


*Obr. 2.1.2 – Okruh klimatizace: 1 – kompresor; 2 – kondenzátor; 3 – výparník; 4 – expanzní ventil; 5 – trubkový výměník [autor]*

V tepelné bilanci vozidla dále vystupuje pouze kondenzátor jako tzv. „HeatAddition“. Kondenzátor je tedy modelován jen jako konstantní přispěvovatel tepla a tlaková ztráta v sestavě paketu chlazení.

### **2.1.3 Přepřehování turbodmychadlem**

Vzduch v sání je zahříván stlačováním v kompresoru turbodmychadla, kdy se může jeho teplota vyšplhat například až ke 160°C, proto je nutné před vstupem do motoru vzduch ochladit na přípustnou teplotu. K tomu slouží chladič stlačeného vzduchu. Výměník bývá umístěn buďto přímo v traktu sání, v takovém případě se jedná o typ „vzduch-voda“. Teplo odebrané ze stlačeného vzduchu je poté za pomoci vody odvedeno do dalšího výměníku typu „voda-vzduch“ umístěném ve front-endu vozidla a tam uvolněno do okolí. V takovém případě jde o nepřímé chlazení. Nebo je stlačený vzduch veden přímo přes výměník typu „vzduch-vzduch“ ve front-endu, kde je opět teplo odebráno proudem vzduchu vstupujícího v přední části vozu a proudícího přes výměníky front-endu. V takovém případě se jedná o přímé chlazení. Tento typ chlazení stlačeného vzduchu se také nachází ve vybraném vozidle. Ve výpočetním modelu figuruje chladič stlačeného vzduchu jako klasický výměník, do něhož vstupuje a vystupuje médium o určité teplotě.



*Obr. 2.1.3 – Trakt sání Škoda Superb 3 facelift 2.0 TSI [autor]*

### **2.1.4 Převodovka**

V převodovce dochází ke vzniku tepla třením mezi jednotlivými soukolími a třením spojkových lamel, které jsou v olejové lázni. Každý z jednotlivých převodů má svou účinnost, kterou lze například změřit. Rozdílem výkonu vstupujícího a vystupujícího z převodovky se určí ztrátový výkon, ten je transformován v teplo, to ale platí pouze u stacionárních stavů. Komplikovanější a nepříliš přesný, i přes současné technologie, je výpočet ohřevu spojek. Ke generování tepla dochází logicky pouze při změně převodového stupně, tento stav nastává při tranzientních cyklech nebo přechodech. Popis modelu převodovky je podrobně popsán v kapitole 4.2.4.

## **2.2 Základy sdílení tepla**

Jedná se o tok tepelné energie dané látky nebo tělesa do okolí z důvodu teplotní difference mezi danou látkou a okolím. Neboli je to proces přenosu tepla z prostředí s vyšší teplotou do prostředí s nižší teplotou. Šíření tepla je popsáno třemi mechanismy, kterými jsou vedení tepla (kondukce), přenos tepla prouděním (konvekce) a radiace neboli sálání. Kombinací vedení a proudění vzniká prostup tepla (např. ze spalovacího prostoru přes stěnu válce do chladicí kapaliny). [13],[14]

### 2.2.1 Přenos tepla prouděním

Přenos tepla prouděním neboli konvekce vzniká na rozhraní dvou médií o rozdílných teplotách. Nejčastějším případem je například obtékání tělesa kapalinou, nebo ofukováním tělesa plynem. Tato forma přenosu tepla je obvykle dominantní a má majoritní podíl na šíření tepelné energie. [14],[15]

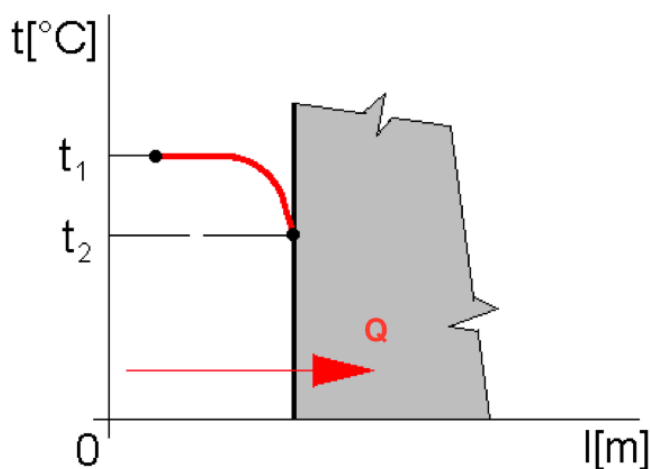
Přenos tepla prouděním dělíme na dva druhy:

- a) **Přirozené** – K proudění tekutiny dochází pouze kvůli rozdílu teplot. Toho se v minulosti využívalo například u termosifonových chladicích okruhů automobilu, kdy k proudění docházelo díky změně hustoty teplé kapaliny.
- b) **Nucené** – Kdy dochází k umělému vyvolání proudu kapaliny vnějším zdrojem. U soudobých chladicích systémů automobilu tento účel plní vodní čerpadlo a ventilátor pro ochlazování chladicí kapaliny proudící chladičem. [17]

Elementární tepelný tok  $d\dot{Q}$  je dán Newtonovým ochlazovacím zákonem:

$$d\dot{Q} = \alpha (T_1 - T_2) \cdot dS \quad (2.11)$$

Kde součinitel  $\alpha$  [ $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je závislý na všech proměnných ovlivňujících proudění okolo stěny ochlazovaného (ohřívaného) tělesa. Jsou to například geometrie teplosměnné plochy, drsnost teplosměnné plochy, typ proudění (laminární, turbulentní), směr a rychlost proudění, hustota, dynamická a kinematická viskozita, měrná tepelná kapacita kapaliny nebo tekutiny proudící kolem stěny a další faktory. [15]



Obr. 2.2.1 – Přenos tepla prouděním [16]

### 2.2.2 Vedení tepla

Vedení tepla neboli kondukce probíhá mezi dvěma různě teplými povrchy dvou vzájemně se dotýkajících těles (například spojení hlavy a bloku válců, kdy si tyto dvě tělesa navzájem předávají teplo), nebo může vedení tepla probíhat přímo v materiálu, kdy je teplo vedeno z teplejší oblasti do chladnější (například žebro vzduchem chlazeného motoru). [13]

Vedení tepla se řídí Fourierovým zákonem, který popisuje hustotu měrného tepelného toku v prostoru:

$$\dot{q} = -\lambda_{tv} \cdot \text{grad } T \quad (2.12)$$

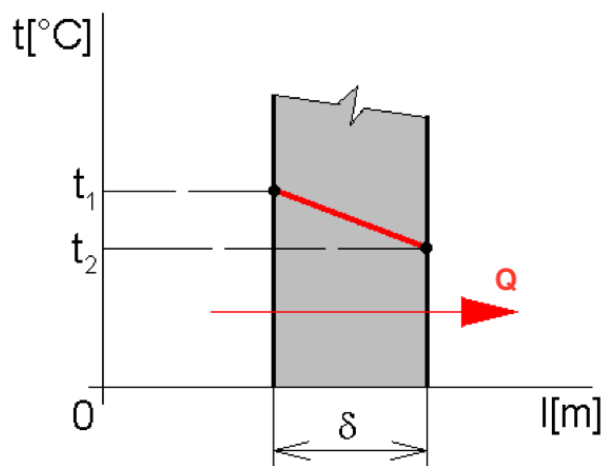
Skalárně potom:

$$\dot{q} = -\lambda_{tv} \cdot \frac{dT}{d\delta} \quad (2.13)$$

Kde  $\lambda_{tv} [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$  představuje tepelnou vodivost, což je schopnost materiálu vést teplo.

Vynásobením měrného tepelného toku  $\dot{q}$  plochou  $S$  dostaneme tepelný tok:

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S \quad (2.14)$$



Obr. 2.2.2 – Přenos tepla vedením [16]

### 2.2.3 Prostup tepla stěnou

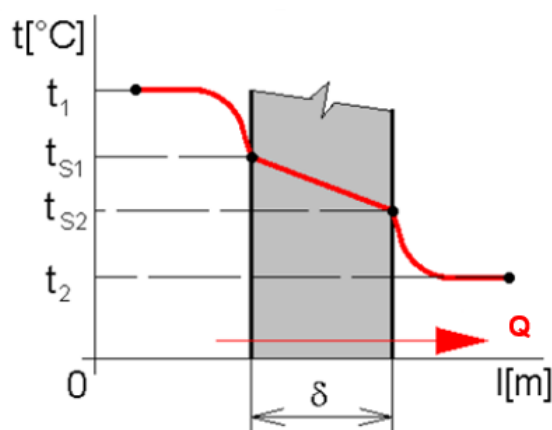
Prostup tepla stěnou je složený případ sdílení tepla, kdy je uplatněna jak kondukce, tak konvence. Jedná se tedy o sdílení tepla mezi dvěma tekutinami, které jsou odděleny stěnou.

Mezi tekutinou a smáčenými stěnami dochází ke konvenci, mezi jednotlivými vrstvami stěny pak dochází ke kondukcí. [15]

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t \quad (2.15)$$

Příčemž  $k$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je součinitel prostupu tepla stěnou a vypočítá se jako:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{tv}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.16)$$



Obr. 2.2.3 – Prostup tepla stěnou [16]

## 2.2.4 Záření - Radiace

Záření (kdysi sálání) neboli radiace je způsob sdílení tepla, kdy dochází k přeměně vnitřní energie tělesa v energii elektromagnetických vln, které procházejí diatermním prostředím (vzduch, vakuum a podobně) a dopadají na povrch druhého tělesa, které má schopnost elektromagnetické vlny absorbovat. Část této energie se opět promění ve vnitřní energii druhého tělesa. Každé těleso neustále absorbuje a zároveň vyzařuje tepelnou energii. [15],[13]

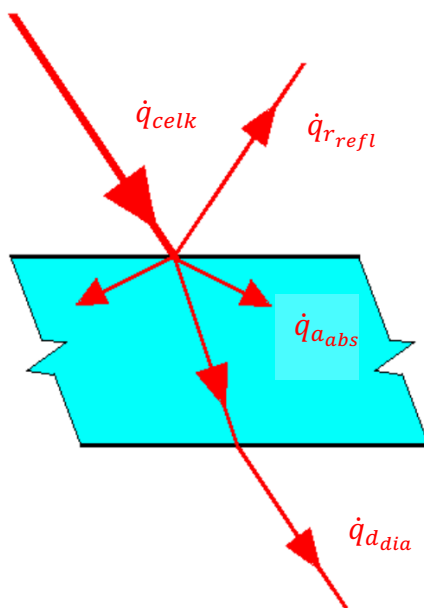
Množství tepla absorbovaného tělesem závisí na 3 hlavních faktorech, kterými jsou **relativní odrazivost (reflexe) –  $r_{refl}$** , **relativní pohltivost (absorbce) –  $a_{abs}$** , **relativní průteplivost (diatermie) –  $d_{dia}$** :

$$r_{refl} = \frac{\dot{q}_{r_{refl}}}{\dot{q}_{celk}}; a_{abs} = \frac{\dot{q}_{a_{abs}}}{\dot{q}_{celk}}; d_{dia} = \frac{\dot{q}_{d_{dia}}}{\dot{q}_{celk}} \quad (2.17)$$

$$r_{refl} + a_{abs} + d_{dia} = 1 \quad (2.18)$$

Celková tepelná energie dopadající na povrch tělesa je:

$$\dot{q}_{celk} = \dot{q}_{r_{refl}} + \dot{q}_{a_{abs}} + \dot{q}_{a_{dia}} \quad (2.19)$$



Obr. 2.2.4 – Sdílení tepla radiací [16]

Vyzářené měrné teplo šedého a reálného tělesa je dána Stefan-Boltzmanovým vztahem:

$$\dot{q}_{rad} = \varepsilon_e \cdot \sigma \cdot \left( \frac{T}{100} \right)^4 \quad (2.20)$$

Kde  $\varepsilon_e$  [-] je emisivita, která je vždy menší než 1 a závisí na teplotě, materiálu a povrchu tělesa.  $\sigma = 5,670 \cdot 10^{-8} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}]$  je Stefan-Boltzmanova konstanta, neboli emisivita dokonale černého tělesa, která byla stanovena přímým měřením. [19],[15]

### 2.2.5 Prandtlovo číslo

Prandtlovo číslo je podobnostní číslo, jehož hodnota vyjadřuje, jaký typ sdílení tepla převládá v tekutině. Pro většinu plynů ve velice širokém rozsahu teploty a tlaku je **Pr** přibližně stejné, proto bývá Prandtlovo číslo používáno k rozlišení typu sdílení tepla plynů při vysokých teplotách, kdy je obtížné typ sdílení zjišťovat experimentálně. [34]

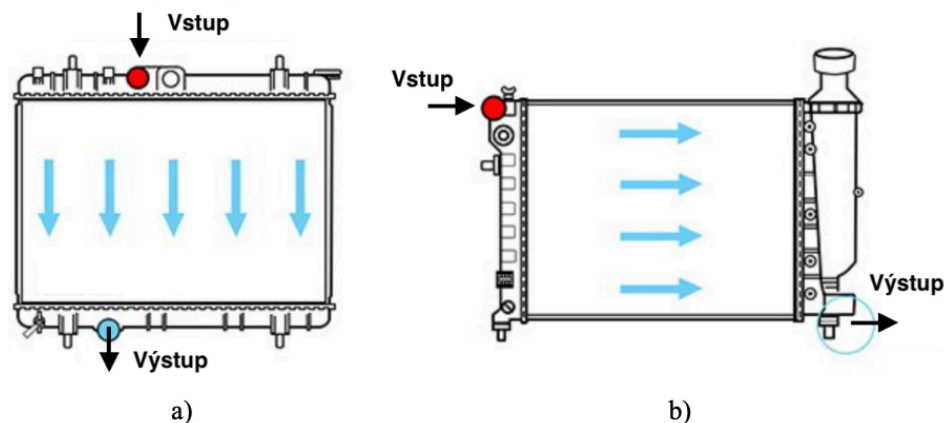
$$Pr = \frac{\nu}{a_{tv}} = \frac{\mu/\rho}{\lambda_{tv}/c_p\rho} = \frac{c_p\mu}{\lambda_{tv}} \quad (2.21)$$

## 2.3 Tepelné výměníky

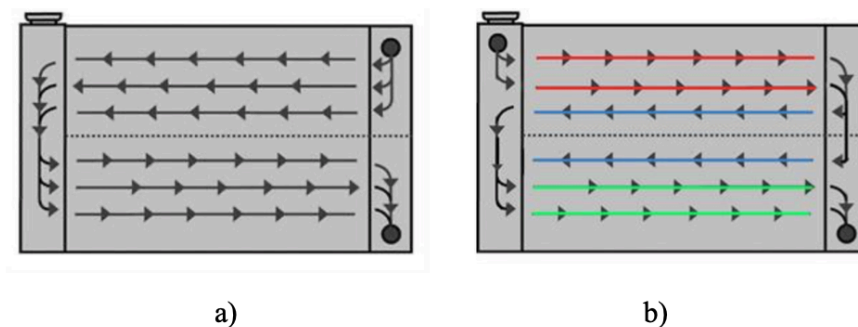
Tepelných výměníků v současnosti existuje nepřehledné množství, které lze snadno dohledat na českých i zahraničních internetových a knižních zdrojích. V chladicích soustavách automobilů se téměř výlučně používají vzduchové výměníky typu voda-vzduch, olej-vzduch pro přenos tepla beze změny fáze, nebo s přeměnou fáze u klimatizačních okruhů. Výměníky vodní se používají nejčastěji pro chlazení olejových okruhů (např. motoru a převodovky).

### 2.3.1 Vzduchový tepelný výměník

V moderních automobilech se pro chlazení chladicí kapaliny, stlačeného vzduchu a také pro vyhřívání kabiny používají jednoduché vzduchové výměníky tepla, kdy ochlazované médium (chladicí kapalina, vzduch, olej) proudí ve směru kolmém k podélné ose automobilu a chladicí médium (vzduch) ve směru rovnoběžném s podélnou osou vozidla. Výměníky lze rozdělit dle technologie výroby na skládané, pájené a konstrukce na tzv. downflow, crossflow potažmo single-pass, double-pass nebo ojedinelé triple-pass. Též lze výměníky rozdělit na celokovové, nebo plastové s kovovou vložkou, což je většina moderních chladičů. [22]



Obr. 2.3.1-1 – Single-pass chladič: a) downflow; b) crossflow [23]

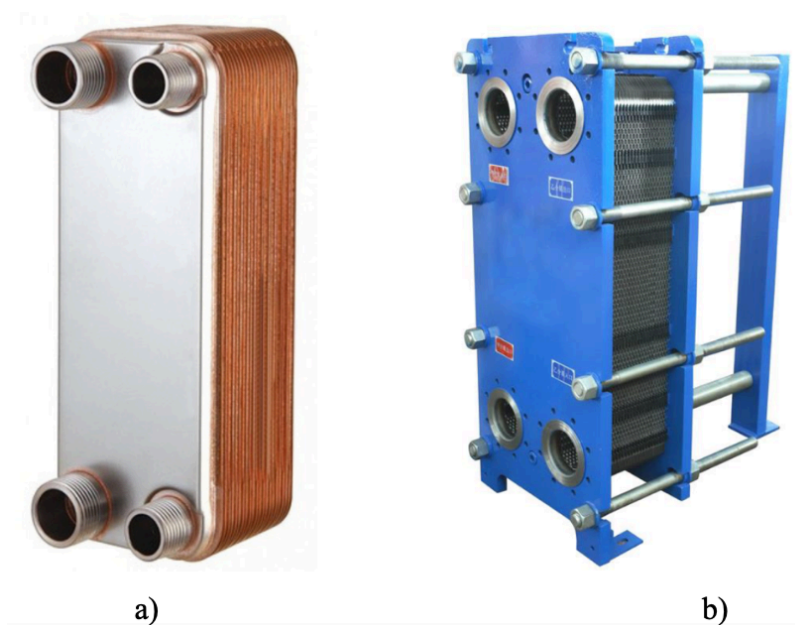


Obr. 2.3.1-2 – Crossflow chladič a) double-pass; c) triple-pass [24]



### 2.3.2 Vodní tepelný výměník

Vodní chladiče jsou v automobilech používány pro chlazení olejových náplní vozidla. Jsou to v podstatě deskové tepelné výměníky s vnitřním žebrováním. Tyto tepelné výměníky se vyznačují malými zástavbovými rozměry a vysokou účinností, která je dosažena tenkými stěnami, tudíž nízkým součinitelem přestupu tepla a úzkými kanály, ve kterých dochází k turbulentnímu proudění. Deskové výměníky jsou protiproudé a to buďto skládané, nebo pájené přičemž skládané se kvůli své modifikovatelnosti a možnosti údržby používají zejména pro průmyslové aplikace. Na vozidle popsaném v kapitole 2.1 se nacházejí dva pájené deskové výměníky pro chlazení oleje převodovky a motorového oleje.

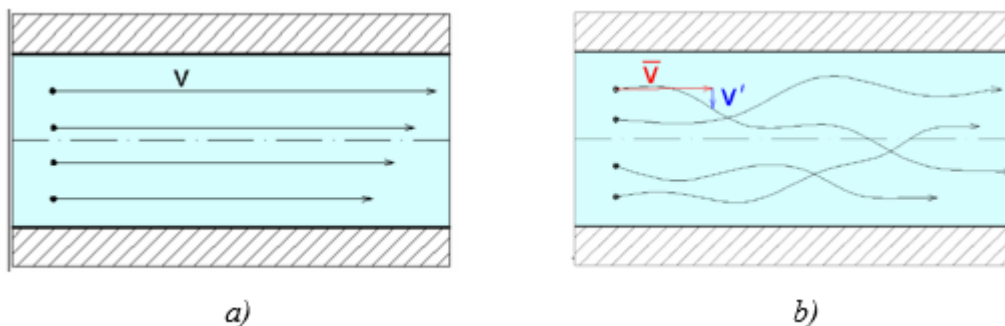


Obr. 2.3.2 – Deskový výměník: a) pájený; b) skládaný [20],[21]

## 2.4 Základy proudění tekutin

### 2.4.1 Proudění vazkých tekutin

Proudění tekutin lze rozdělit na dva základní typy, laminární a turbulentní. Při pohybu částic konstantní rychlostí na sebe rovnoběžnými proudnicemi se jedná o proudění laminární. U turbulentního proudění je rychlost částic fluktuální a proudnice mají nepravidelný tvar, částice se pohybují po průřezu. [30]



Obr. 2.4.1 – a) laminární proudění, b) turbulentní proudění [30]

Přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním je dán kritickou rychlostí. Pro rozlišení typu proudění se určuje pomocí Reynoldsova čísla, které je dáno vztahem:

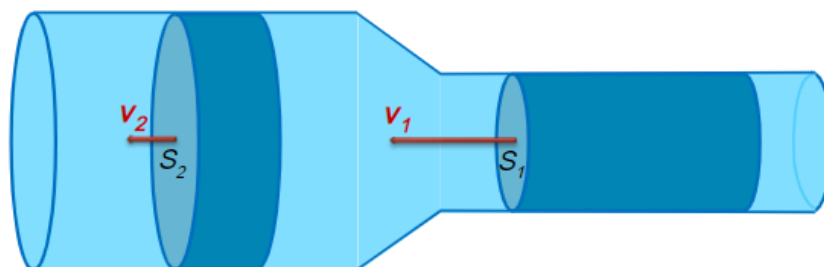
$$Re = \frac{\rho v_s d}{\mu} = \frac{v_s d}{\nu} \quad (2.22)$$

Nejčastěji se jako kritická hodnota uvádí  $Re_{krit} = 2320$ , což je hranice mezi laminárním a turbulentním prouděním. Při  $Re < 2320$  je proudění laminární, při  $Re > 2320$  se jedná o proudění turbulentní. V některých zdrojích se uvádí interval přibližně (2300;2900) hodnoty Reynoldsova čísla pro přechodový stav mezi laminárním a turbulentním prouděním. [30],[31],[32]

## 2.4.2 Rovnice kontinuity

Rovnice kontinuity je v podstatě vyjádření zákona o zachování hmotnosti. Tedy při proudění kapaliny skrze trubici je hmotnostní průtok v libovolném kolmém průřezu konstantní. [30]

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = S_1 v_1 \rho_1 = S_2 v_2 \rho_2 \quad (2.23)$$

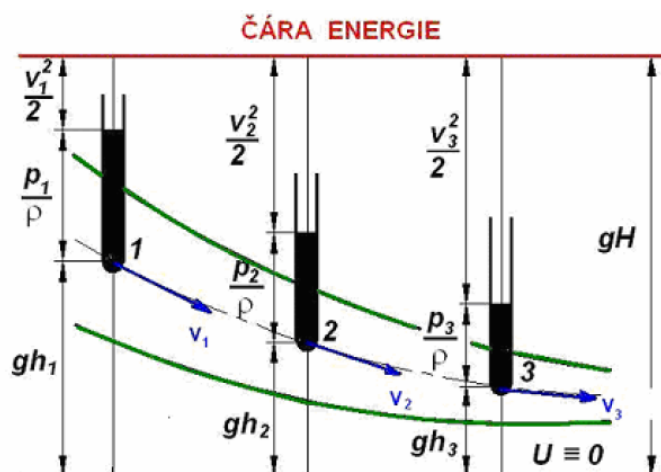


Obr. 2.4.2 – Proudění v trubici – rovnice kontinuity [33]

### 2.4.3 Bernoulliho rovnice

Bernoulliho rovnice reprezentuje zákon o zachování energie. Skládá se ze složky kinetické energie, tlakové energie a potenciální energie, jejich součet představuje mechanickou energii proudící tekutiny. Podobně jako rovnice kontinuity, je v dané trubici součet jednotlivých energetických složek kapaliny v každém průřezu stejný. [30]

$$\rho \frac{v^2}{2} + p + \rho gh = konst. \quad (2.24)$$



Obr. 2.4.3 – Grafické znázornění měrné energie v proudové trubici [30]

## 2.5 Software pro 1D výpočty chlazení

Pro účely výpočtů proudění tekutin a přenosu tepla existuje celá řada 3D a 1D softwarů. 1D výpočty nesou celou řadu plusů, ale i mínusů. Nicméně jejich nespornou výhodou je rychlost výpočtu, komplexnost výpočtů a jednoduchost.

Pro výpočty chlazení je možno využít různých SW. Tato kapitola se zabývá dvěma SW pro 1D výpočty. Jsou jimi KULI od společnosti Magna a GT-Suite jehož vývojcem je Gamma Technologies.

### 2.5.1 KULI

KULI je vysoce odborný CAE SW specializovaný na výpočty chlazení skládající se z několika modulů integrovaných do jednoho uživatelského prostředí. Pro výpočty chlazení jsou zásadní čtyři následující moduly.

**KULI Base**

Kuli base je základním modulem pro tvorbu chladicích systémů a simulace zejména stacionárních stavů. Typickými úlohami jsou výkonnostní výpočty komponentů chladicích soustav. Výstupy jsou například výsledné teploty, tlakové ztráty, toky chladicích médií, tepelné výkony a podobně. [37]

**KULI Advanced**

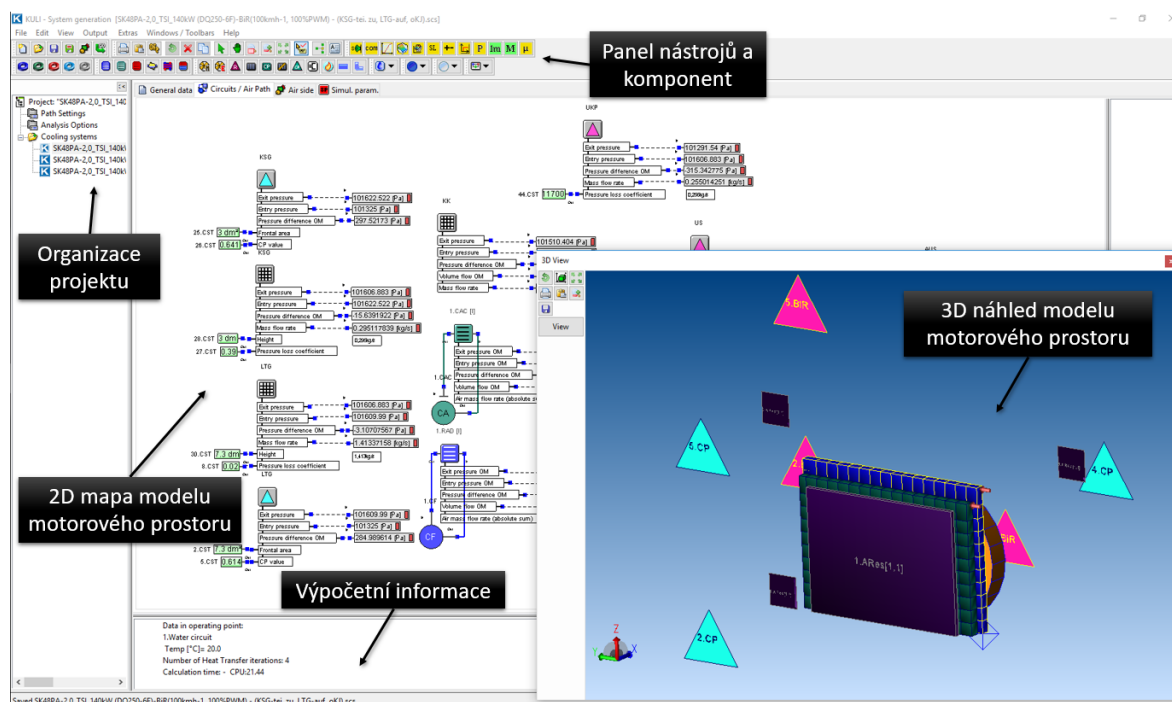
Tento modul umožňuje pokročilejší operace jako variování parametrů, nebo automatickou optimalizaci. Také poskytuje možnost integrace výsledků 3D-CFD simulací, případně ko-simulací. Též je možné párování s jinými softwarovými nástroji například pro sdílení řídicí strategie prvků soustavy. [37]

**KULI Drive**

Slouží zejména pro tvorbu nestacionárních modelů a simulaci specifických jízdních cyklů. Modul umožňuje zahrnout až pěti-hmotý motor model a další důležité prvky chladicí soustavy. Dále je například možno simulovat nestacionární stavy jako jsou zahřívání a chladnutí, nebo optimalizovat řídicí strategii pro minimalizaci třecích ztrát a tím spotřeby paliva. [37]

**KULI Components**

Je modul zaměřující se pouze na jednotlivé komponenty, který umožňuje například extrapolaci naměřených dat a charakteristik komponent, regresní analýzu měřených dat, nebo porovnání vlivu rozdílného média na charakteristiku komponenty. [37]



Obr. 2.5.1 – Uživatelské prostředí KULI software [autor]

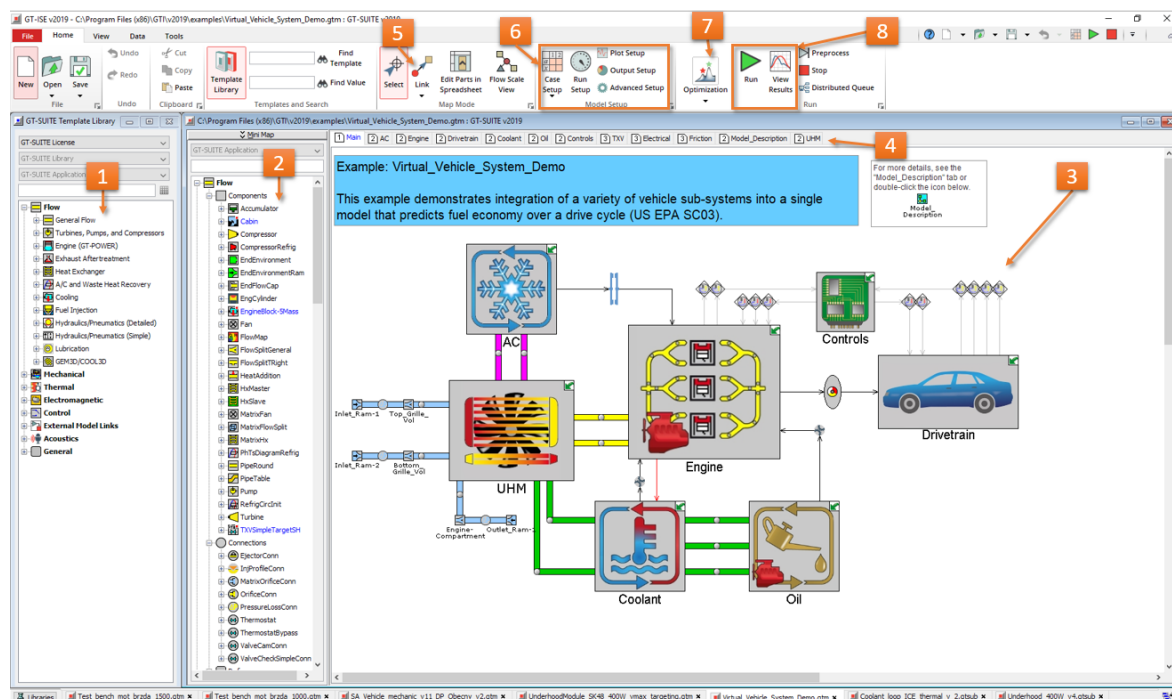
## 2.5.2 GT-Suite

GT-Suite je univerzální výpočetní SW určený pro multi-fyzikální CAE simulace proudění, termiky, mechaniky, elektromagnetismu a další. [29] GT-Suite je složen z několika SW. Pro výpočty chlazení se využívají zejména tyto tři:

1. GT-ISE
2. GEM3D – COOL3D
3. GT-Post

### GT-ISE

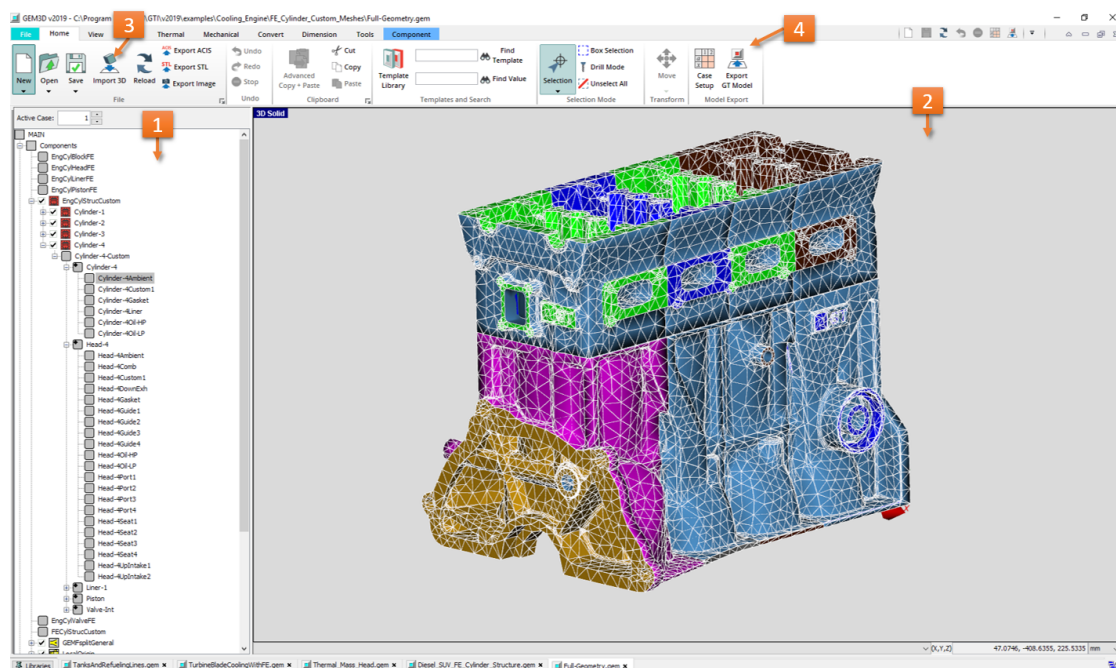
GT-ISE je hlavním prostředím, ve kterém jsou vytvářeny 1D modely, nastavovány a spouštěny samostatně, nebo hromadné simulace. Je to prostředí, kde je celá řada komponentů umístěna na mapu, vzájemně se propojují a vytvářejí model jako celek. [29]



Obr. 2.5.2-1 – Uživatelské prostředí GT-ISE: 1 – knihovna, 2 – mini mapa, 3 – mapa modelu, 4 – záložky podsestav, 5 – volba propojení, 6 – moduly pro nastavení modelu, 7 – optimalizace, 8 – modul pro spuštění a post proces [autor]

### GEM3D – COOL3D

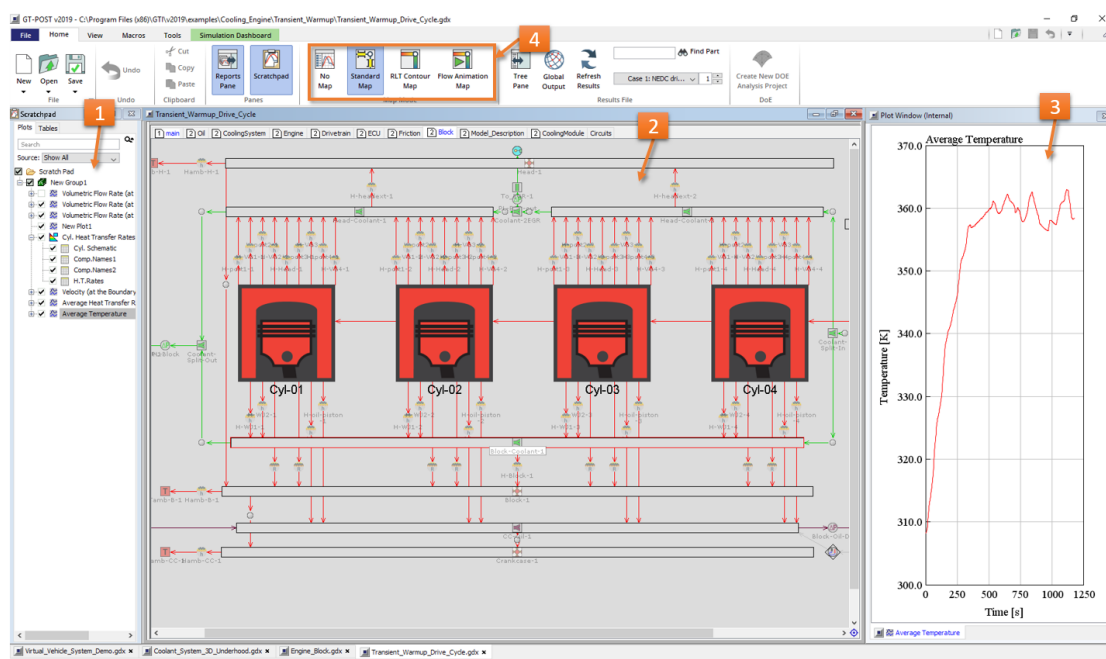
COOL3D a GEM3D jsou původně 2 rozdílné nástroje nyní sloučené do jednoho komplexního. Jedná se o grafický pre-procesní SW, který kombinuje nástroje pro tvorbu komponent, import 3D dat a následný přenos do 1D modelu pro GT-ISE. GEM3D může být využit pro tvorbu modelů skládajících se z primitivních komponent jako trubky, hadice, čerpadla, výměníky, ale také celých podsystémů jako mazání, výfuková soustava, akustika, nebo chladicí systém. [29]



Obr. 2.5.2-2 – Uživatelské prostředí GEM3D – COOL3D: 1 – strom modelu, 2 – náhled modelu, 3 – nástroj pro import 3D geometrie, 4 – nástroj pro export do GT-ISE [autor]

## GT-Post

Jakmile je simulace dokončena, výsledky jsou kontrolovány v GT-Post grafickém prostředí, které umožňuje manipulaci s výsledky a jejich vyhodnocení. GT-Post umožňuje export výsledků, nebo import měřených dat o různých formátech (např. .xlsx, .asci) a jejich vzájemné porovnání ve 2D a 3D grafech, či animacích. [29]



Obr. 2.5.2-3 – Uživatelské prostředí GT-Post: 1 – scratchpad pro manipulaci s daty, 2 – mapa modelu, 3 – okno pro vykreslení grafu, 4 – volba zobrazení mapy [autor]

### 3 Definování výpočtové problematiky

Při vývoji vozidla je nutné již od prvotního designového návrhu dostatečně dimenzovat vstupní plochy pro chlazení. Základním předpokladem pro dobře fungující chlazení automobilu je dosáhnout dostatečného odvodu tepelné energie, který je přímo ovlivněn průtokem vzduchu přes chladicí paket při současném dodržení kritických teplot chladicí kapaliny. Tyto kritické teploty jsou stanoveny interními předpisy popisujícími průběhy zkoušek, při kterých je nutné dodržet dané podmínky. Dojde-li k překročení limitních teplot, chlazení je klasifikováno jako nevyhovující a je nutné provést taková opatření, aby byly podmínky dodrženy.

Požadavky výpočtů chlazení jsou následující:

- Stanovení potřebných průtoků skrze chladicí paket pro nově vznikající modely a faceliftové modely
- Virtuální prověření kritických variant vozidel při teplotních zkouškách vozidla, zda-li nejsou překročeny limitní teploty chladicí kapaliny

#### 3.1 Zátěžné stavy

##### 3.1.1 Stacionární stav

Definice zní následovně. Systém nebo proces se nachází ve stacionárním stavu, jsou-li všechny proměnné, které definují chování systému nebo procesu, konstantní v čase. To znamená, že v daném bodě křivky je parciální derivace podle času nulová a nulovou zůstává. [35]

Při testech vývoje chlazení dochází obvykle ke stacionárnímu stavu pouze v jediném případě a tím je zkouška maximální rychlosti.

##### 3.1.2 Nestacionární (tranzientní) stav

Nestacionární stav je definován tak, že systém nebo proces se nachází v nestacionárním stavu, když se všechny proměnné mění v závislosti na čase. Tedy nejsou-li v čase konstantní a systém nedosáhl stacionárního stavu. Může se také jednat o přechodovou fázi mezi stacionárními stavy. [36]



Na rozdíl od stavu stacionárního dochází k nestacionárnímu ve většině zkoušek funkčnosti chlazení. Nestacionárních testů je naopak více, než stacionárních a některými z nich se zabývá kapitola 6.2.

## **3.2 Nedostatky současné metodiky**

Největším nedostatkem je stacionárnost výpočtového modelu, který operuje pouze s vybraným neměnným stavem definovaným na základě průběhu reálné zkoušky. Další je omezení modelu pouze na cestu vzduchu skrze paket chlazení, jehož okrajovými podmínkami jsou vstupní teplota a průtok chladicí kapaliny, potažmo teplota a průtok vzduchu proudícího přes tepelné výměníky chladicího paketu, přičemž nejsou zahrnuty ostatní tepelné celky vozidla, které jsou uvedeny v kapitole 2.1.

## **3.3 Motivace návrhu metodiky nové**

Důležitým faktorem ovlivňujícím teplotu chladicí kapaliny je teplo vygenerované nikoliv pouze motorem, ale také ostatními tepelnými přispěvateli, kteří byli popsáni v kapitole 2.1. Všichni tito přispěvatelé se vzájemně ovlivňují a je tedy potřeba k návrhu chlazení motoru vozidla přistoupit jako k celostní disciplíně. Současně z důvodu zpřísňujících se emisních limitů je potřeba neustálého snižování aerodynamického odporu, který je také významně ovlivněn právě velikostí vstupních ploch pro chlazení, z čehož vyplývá přísný požadavek na přesnost stanovení potřebného průtoku.

Z výše zmíněných faktů vyplývají některé motivace:

- Zahrnutí všech ovlivňujících tepelných přispěvatelů a pomocných agregátů vozidla
- Zkoumání vlivu tranzientních stavů na teplotu chladiwa nastávající při definovaných zkouškách chlazení
- Vyhodnocení tepelně kritických částí vozidla ještě před jeho fyzickým vznikem a při brzkých vývojových stavech (predikce)

## 4 Návrh metodiky

Návrh nové výpočetní metodiky vychází z nedostatků současné metodiky, respektive z motivace návrhu nové metodiky zmíněné v předchozí kapitole. Kapitola 2.1 pak popisuje tepelné přispěvovatele do celkové tepelné bilance vozidla.

### 4.1 Rozbor metod

Pro novou metodiku se jako vhodný jeví přístup ko-simulacemi, nebo vytvoření modulárního modelu celého vozidla.

#### 4.1.1 Ko-simulace

Ko-simulace představují použití stejných nebo různých výpočetních nástrojů pro jednotlivé moduly, kdy výpočet každého modulu probíhá separátně a následně dochází k jejich vzájemné kooperaci. Té lze dosáhnout buďto manuální, nebo autonomní strukturou, kdy dochází ke sdílení vstupních dat a okrajových podmínek z měření a výpočtů do dalších výpočetních simulací. Současným trendem je provádění ko-simulací v reálném čase.

Bylo zmíněno, že v případě ko-simulací probíhá výpočet daného modulu separátně. To je vysvětleno na příkladu modelu motoru:

Výpočty FRM nebo detailních modelů spalování probíhají ve stejném, či jiném SW, přičemž jedním typem výstupu může být mapa odevzdaného tepla při daných otáčkových režimech a zatížení, případně další parametry motoru. Při takových výstupech, respektive vstupech je nutné další zpracování a vytvoření modelu motoru pro daný typ simulace. Dalším typem může být simulace ve stejném výpočetním SW, potom výstupem, respektive vstupem může být již vytvořený motor model pro požadovanou simulaci.

#### 4.1.2 Model celého vozidla

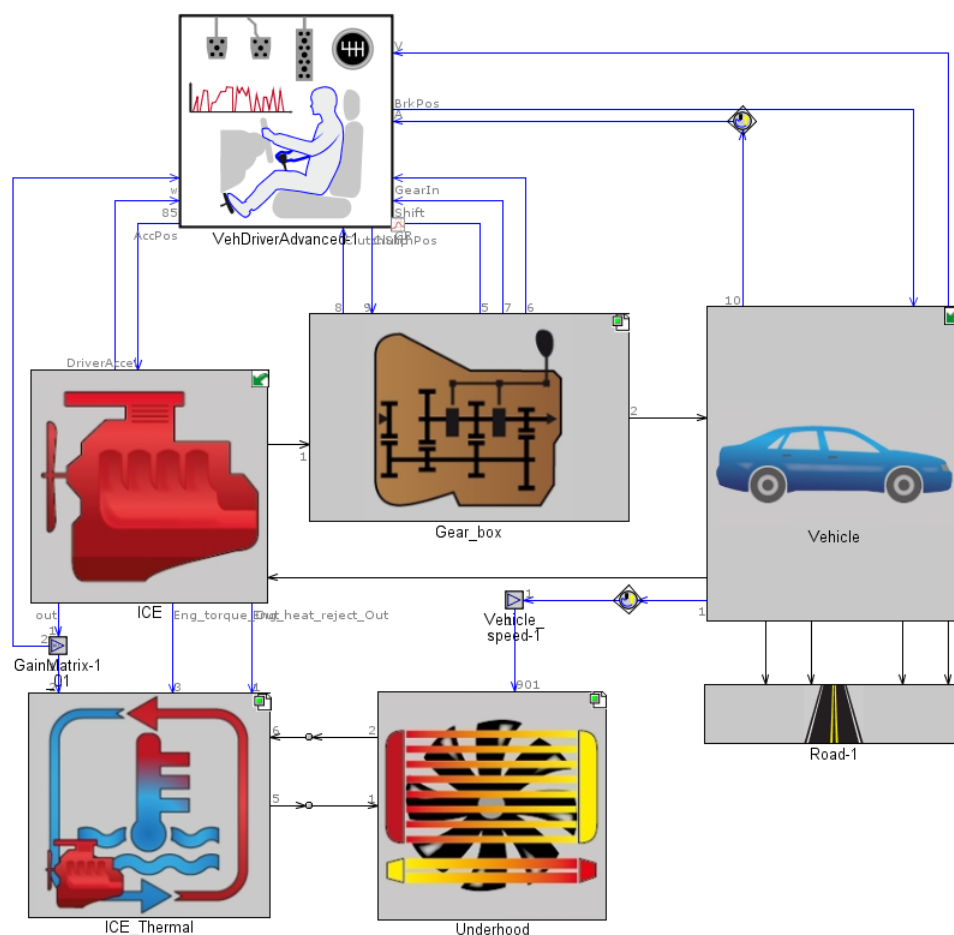
Model celého vozidla je přístup, kdy jsou všechny moduly vozidla součástí jednoho celostního výpočetního modelu. Každý z modulů je v podstatě jednotlivým tepelným přispěvovatelem. Pro výpočet to znamená, že na rozdíl od ko-simulací nejsou pouze sdíleny okrajové podmínky, ale probíhá jedna simulace všech modulů najednou, které se v průběhu výpočtu neustále navzájem ovlivňují.

Z důvodu vzniku výpočetní metodiky v rámci jednoho oddělení a v jednom výpočetním SW, se výhodnější jeví přístup celkového modelu, který jednotlivé celky slučuje modulárně

pro jejich následně možné jednoduché nahrazení. To znamená, že každý tepelný celek (modul) představuje jednu podsestavu v modelu. Ta je jednoduše nahraditelná za jinou. Může se jednat například o výměnu chladicího paketu při zachování motorové varianty.

## 4.2 Stavba výpočtového modelu

Pro stavbu celkového výpočtového modelu je vhodná rozvaha o jeho základním rozložení. Jelikož model vzniká za účelem pokrytí vývojových výpočtů různých modelových řad vozidel a jejich motorizací, skládá se z podstav tepelných příspěvovatelů. Jak již bylo zmíněno výše, sestavy lze snadno zaměňovat za jiné, aniž by přitom došlo k narušení struktury nadřazeného modelu celého vozidla.



Obr. 4.2 – Rozložení nadřazené sestavy modelu celého vozidla [autor]

Z hlediska predikce je velice důležitá hloubka detailu modelů jednotlivých tepelných příspěvovatelů, která se odvíjí zejména od dostupnosti vstupních dat. V celkovém modelu je umístěno sedm modulů, z nichž modely motorového prostoru, okruhu chladicí kapaliny a mechanického modelu převodovky jsou externí podsestavy. Sestavení všech jednotlivých modulů, včetně vstupních dat, je detailněji popsáno níže.

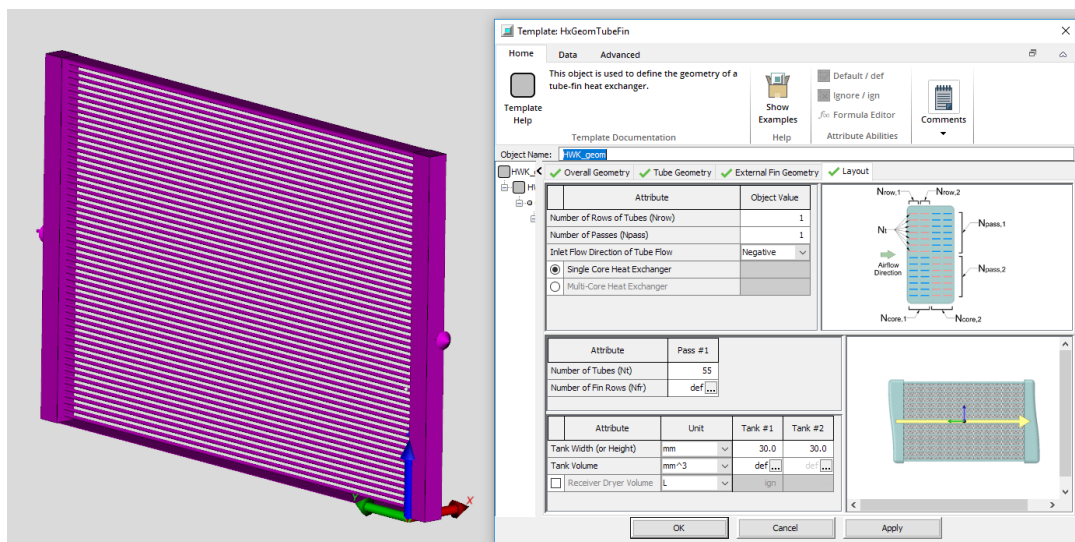
### 4.2.1 Motorový prostor – vedení chladicího vzduchu

K vytvoření motorového prostoru, dále jen MP, je vhodné použití programu COOL3D, který umožňuje zjednodušenou tvorbu 3D geometrie motorového prostoru. Ten je následně, podobně jako v CFD výpočetních softwarech, diskretizován. Avšak vzhledem ke značnému zjednodušení oproti CFD softwarům, je v COOL3D postaven chladicí paket a ten následně použit pro 1D model MP.

#### Tepelný výměník

Pro vytvoření tepelného výměníku je zapotřebí definovat jeho specifikační list, který obsahuje informace o jeho detailní geometrii, typu, orientaci a zejména jeho naměřenou charakteristiku, kterou lze rozdělit na tzv. „stranu chlazeného a chladicího média“, anglicky „master“ a „slave“. Detailní popis požadovaných dat lze najít ve specifikačním listu výměníku, nebo v nápovědě.

Chladicí paket se skládá ze tří výměníků. Hlavního chladiče, chladiče stlačeného vzduchu (mezichladič) a kondenzátoru klimatizace. Ten je charakterizován pouze svými rozměry, tlakovou ztrátou na straně chladicího média (slave) a odevzdaným teplem do chladicího média (heat addition).



Obr. 4.2.1-1 – Náhled geometrie a specifikačního listu tepelného výměníku v COOL3D

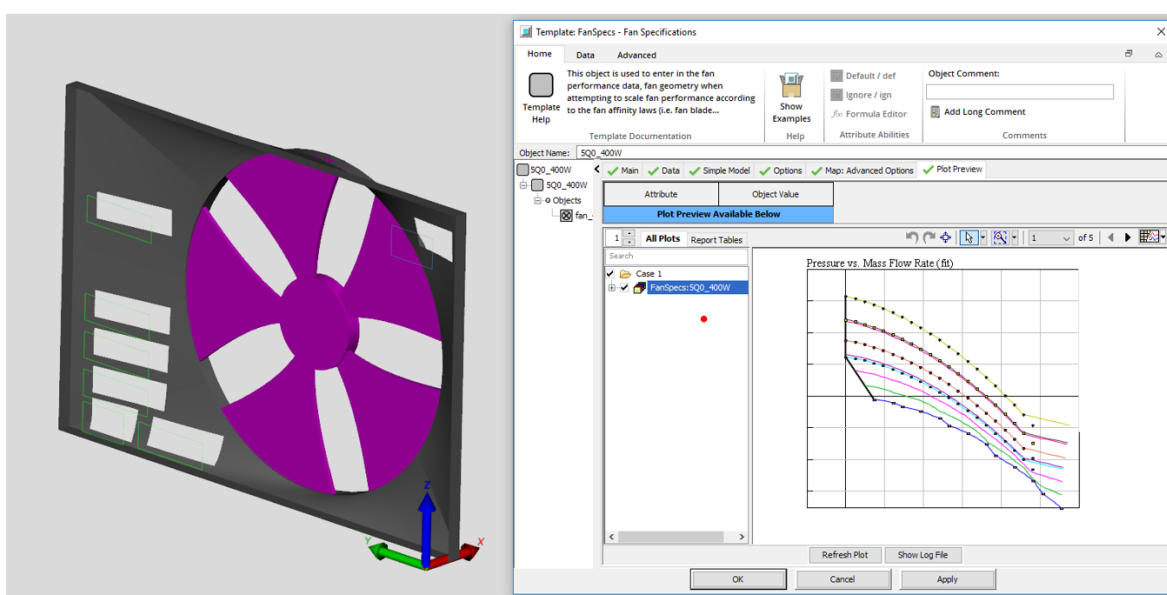
[autor]

#### Ventilátor

Podobně jako pro tepelný výměník je pro vytvoření ventilátoru zapotřebí specifikační list, ve kterém je uveden typ ventilátoru tzn., jestli je ventilátor řízen vstupními otáčkami, nebo pomocí PWM signálu. Dále list obsahuje informace o geometrii a naměřené

charakteristice. Také je zapotřebí vytvořit lapač vzduchu (saharu) s klapkami. Samotný lapač je specifikován svými rozměry a klapky tlakovou ztrátou závislou na průtoku.

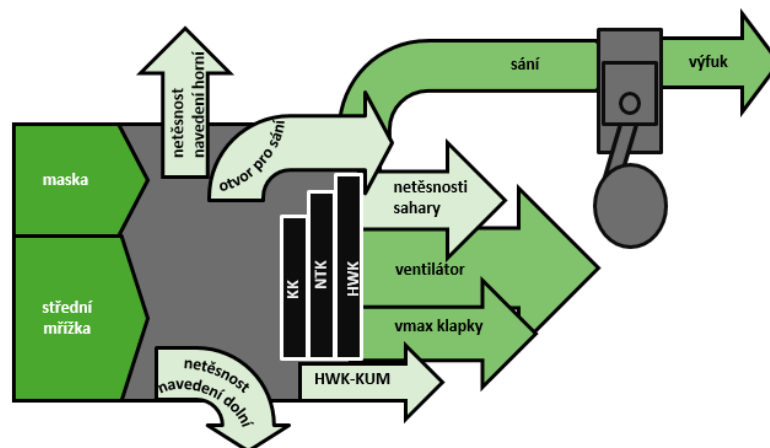
Pro potřeby modelu je ventilátor vytvořen pro oba typy řízení, mezi kterými je možno přepínat na základě požadavku daného typu výpočtu. Okolo ventilátoru je lapač vzduchu, který jej těsně obepíná, a jsou v něm umístěny dva typy klapek. Klapky se liší pouze svými rozměry. Tlaková ztráta je rozpočítána na jednotlivé klapky z naměřených tlakových ztrát všech klapek dohromady. V záporném směru proudění je tlaková ztráta definována jako extrémně vysoká při nízkých průtocích, aby nedocházelo k recirkulaci vzduchu mezi ventilátorem a klapkami při nízkých rychlostech vozidla.



Obr. 4.2.1-2 – Náhled geometrie a specifikačního listu ventilátoru a lapače v COOL3D  
[autor]

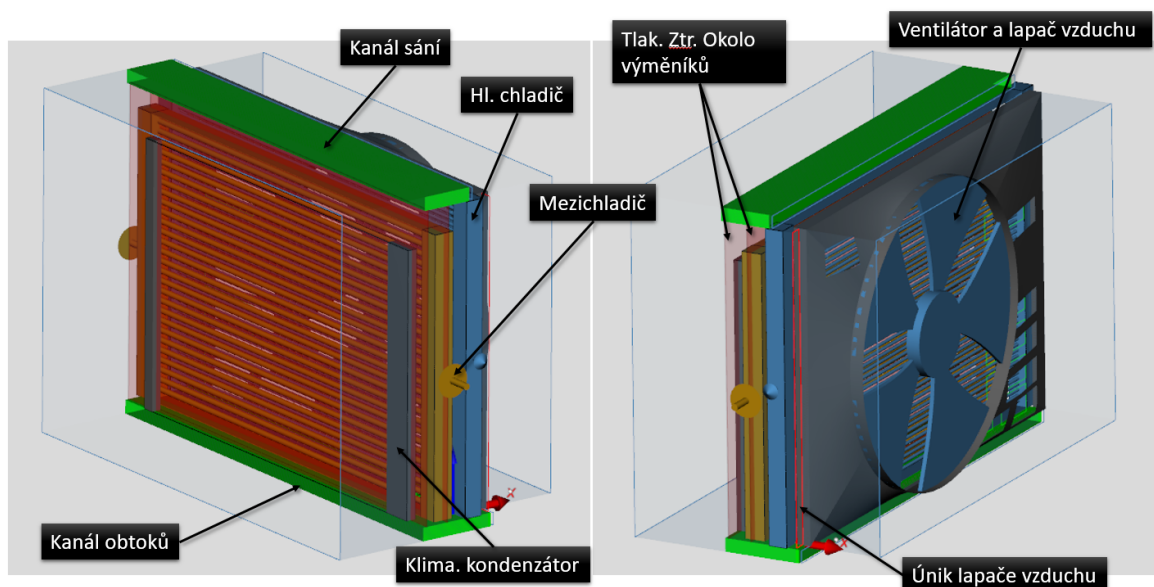
### Sestavení paketu

Při sestavení paketu je nutné respektovat, že na reálném vozidle dochází k únikům vzduchu proudícího okolo paketu do MP. Základním předpokladem pro správně sestavený model je znalost přerozdělení chladicího vzduchu. To vychází z CFD simulací proudění motorovým prostorem a rozpadu jednotlivých proudů analogicky do Sankeyova diagramu. Pro zjednodušení pak lze některé proudy sjednotit a jiné zanedbat.



Obr. 4.2.1-3 – Zjednodušený Sankeyův diagram průtoku motorovým prostorem [27]

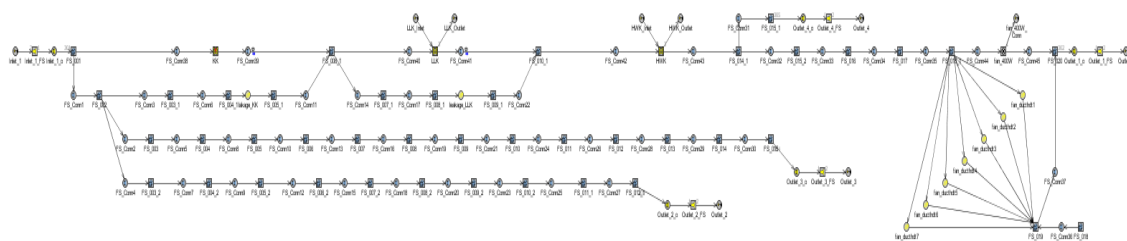
Ze zjednodušeného Sankeyova diagramu vyplývají čtyři obtoky chladicího paketu, které ovlivňují účinnost využití chladicího vzduchu a netěsnost lapače vzduchu (sahary). Ta negativně ovlivňuje proudění zejména při nízkých rychlostech vozu, jelikož pak dochází k zápornému průtoku oproti vyznačenému směru v diagramu, tedy nasávání vzduchu mezi lapačem a chladičem. Do prostoru okolo kondenzátoru klimatizace a mezichladiče je pak nutné vložit tlakovou ztrátu, aby byl dodržen požadovaný průtok přes jednotlivé výměníky. Tyto tlakové ztráty jsou odhadnuty a později kalibrovány tak, aby byl průtok jednotlivými výměníky pro jednotlivé rychlosti vozidla v souladu s výsledky CFD simulací.



Obr. 4.2.1-4 Náhled vytvořeného modelu paketu v COOL3D [autor]

Na obrázku výše je vidět, že v modelu jsou sjednoceny obtoky okolo paketu do jednoho kanálu pod paketem a netěsnost lapače je vytvořena zvlášť. Kanál sání je pro výpočet uzavřen, nicméně pro další účely modelu je namodelován a připraven k použití do simulací.

Paket je uzavřen do průtočného prostoru (flow space), následně je automaticky diskretizován, převeden do 1D modelu a použit jako podsestava do zjednodušeného modelu MP.



Obr. 4.2.1-5 Sestava paketu převedena do z COOL3D do GT-ISE [autor]

### Zjednodušený model motorového prostoru

Při stavbě modelu MP je brán zřetel na tvorbu prvků s proměnnými parametry v závislosti na jízdním režimu kvůli potřebám simulací nestacionárních stavů. Takové prvky obsahují náhledovou tabulku s velikostí parametru v závislosti na rychlosti vozidla, nebo řídicí člen, který parametr v závislosti na rychlosti vozidla prepisuje.

Model je složen z prvků předepisujících tlakové a teplotní okrajové podmínky. Na výstupním prvku se jedná o tlakový úbytek, naopak na vstupních prvcích reprezentujících masku a mřížku jsou tlakové přírůstky. Tyto tlakové úbytky a přírůstky jsou známy z CFD výpočtu zmíněného výše a jejich velikost je čtena z náhledové tabulky. CFD výpočet je prováděn při následujících okolních podmínkách:

Tlak vzduchu ...	$p_{vzd} = 101325 \text{ Pa}$
Teplota vzduchu ...	$t_{vzd} = 20^\circ\text{C}$
Hustota vzduchu ...	$\rho_{vzd} = 1,203 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Je proto zapotřebí tlakové přírůstky přepočítat pro jednotlivé simulace, vzhledem k okolním podmínkám, které nastaly při měření. Výpočet lze provést pomocí stavové rovnice pro ideální plyn ve tvaru zapsaném rovnicí 4.1. Tlak a teplota okolí jsou z měření vždy známy, hustotu lze vypočítat.

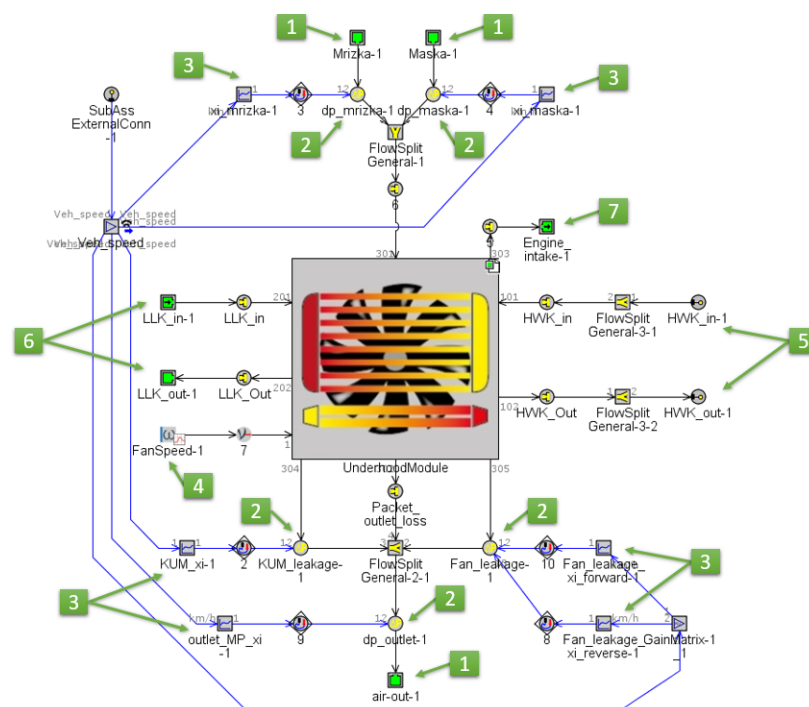
$$\rho = \frac{p \cdot M}{R \cdot T} \quad (4.1)$$

Pomocí následujícího vztahu dojde k přepočtení tlakových přírůstků pro danou hustotu vzduchu. Vzorec je uveden v literatuře [28] pro přepočet tlakového přírůstku charakteristiky ventilátoru a lze jej aplikovat také na přepočet tlakových přírůstků vstupů do MP.

$$\Delta p \approx \frac{\Delta p_{ref} \cdot \rho}{\rho_{ref}} \quad (4.2)$$

Pro jednotlivé obtoky jsou vytvořeny větve, do kterých je vložena tlaková ztráta předepsána bezrozměrným ztrátovým součinitelem, jehož velikost je měněna řídicím členem. Tlakové ztráty jsou vloženy i za vstupní a před výstupní člen z důvodu správného přerozdělení průtoku vzduchu.

Na ventilátor je napojeno řízení otáček, které je dáno konstantními jmenovitými otáčkami nebo náhledovou tabulkou, kde jsou otáčky předepsány v závislosti na čase. Případně je ventilátor řízen předepsaným PWM signálem. Hlavní chladič je napojen na vstup a výstup pro nadřazenou sestavu, které dále navazují na okruh chladicí kapaliny. Chladič stlačeného vzduchu je napojen na otevřený okruh předepisující vstupní hmotnostní průtok a teplotu do chladiče v závislosti na čase pomocí náhledové tabulky. Kondenzátor klimatizace vystupuje pouze jako tlaková ztráta s předepsaným předaným tepelným výkonem, který byl stanoven na základě měření expertního týmu.



Obr. 4.2.1-6 – Zjednodušený model MP v GT-ISE [autor]

Na obr. 4.2.1-6 jsou znázorněny tyto prvky:

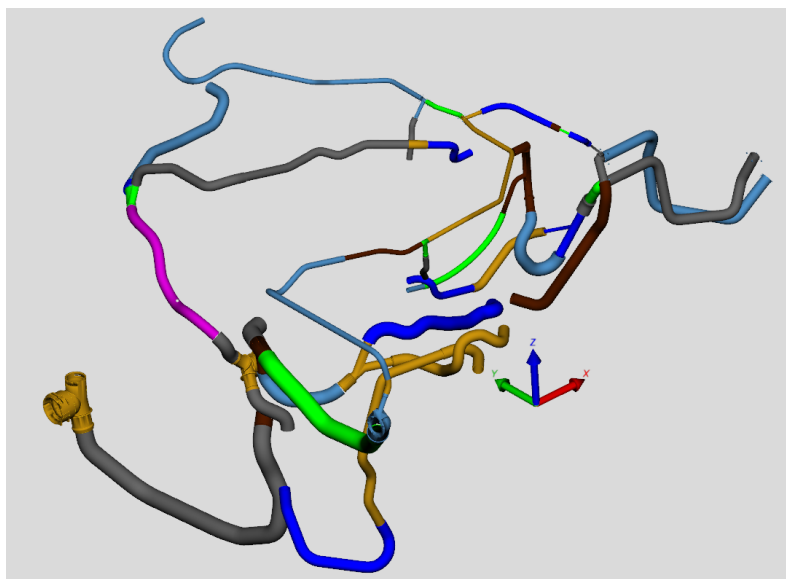
1. Tlakové prvky dvou vstupů a jednoho výstupu z MP
2. Tlaková ztráta jednotlivých větví
3. Řídicí člen velikosti bezrozměrného parametru tlakové ztráty



4. Řízení otáček ventilátoru
5. Spojovací členy hlavního chladiče s nadřazenou sestavou
6. Otevřený okruh chladiče stlačeného vzduchu
7. Uzavřený prvek sání motoru

#### 4.2.2 Okruh chladicí kapaliny a termický model motoru

Okruh chladicí kapaliny se skládá z hadic, trubek, několika tepelných výměníků, vodních kanálů bloku motoru, hlavy válců a turbodmychadla, členů pro řízení teploty motoru, tzn. hlavního vodního čerpadla, pomocného čerpadla a termoregulačních členů. Nejjednodušší a zároveň nejpřesnější způsob zachycení geometrie vodního okruhu je transformace 3D dat na 1D model podobně, jako tomu bylo u chladicího paketu. Pro takové potřeby slouží software GEM3D. Základní podmínkou pro vytvoření takového okruhu jsou dostupné modely jednotlivých členů, nebo model celé sestavy např. ve formátech *.stl*, *.stp*, *.igs* a podobně. Po importu dochází k úpravě a rozdělení na jednotlivé prvky pomocí řezných rovin.



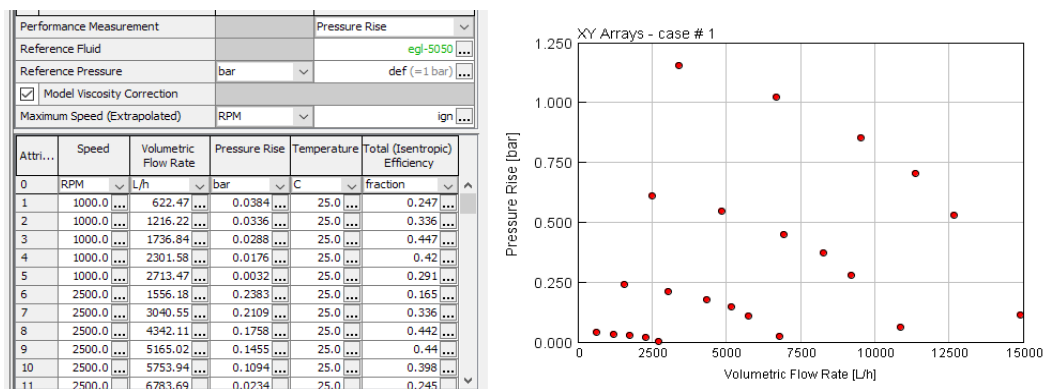
*Obr. 4.2.2-1 – Sestava hadic a trubek okruhu chladicí kapaliny po úpravě v GEM3D*  
[autor]

Takto upravená geometrie je transformována do 1D modelu v software GT-ISE a následně jsou k ní dodány ostatní prvky.

##### **Vodní čerpadlo**

Zkoumané vozidlo disponuje dvěma radiálními čerpadly chladicí kapaliny. Jedním mechanickým čerpadlem hnaným řemenem od klikové hřídele daným převodovým

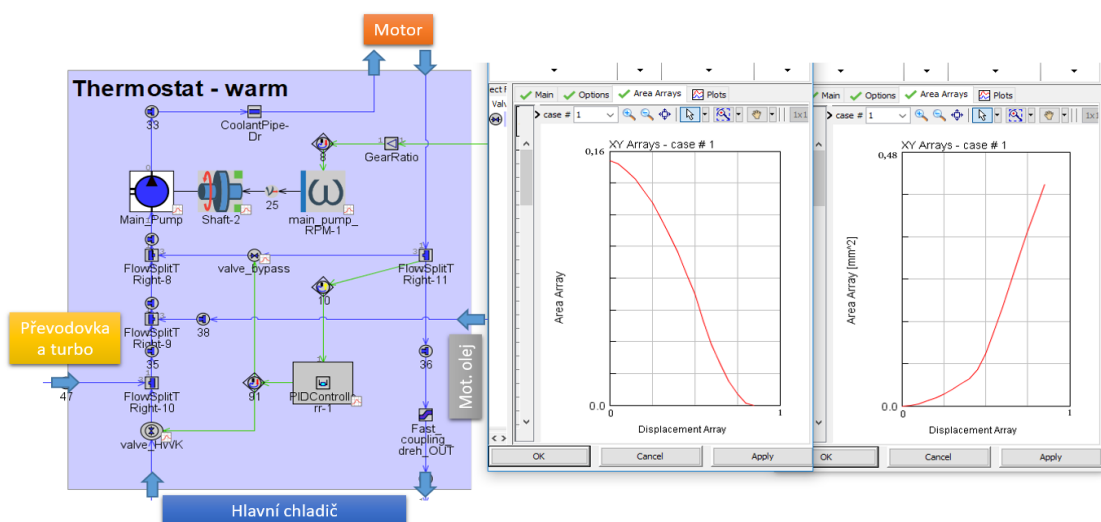
poměrem a druhým pomocným ovládaným elektronicky. V GT-ISE je nejprve pro jejich vytvoření nutné rozlišit způsob pohonu a také typ. Pro správnou funkci čerpadla je zapotřebí mít naměřenou jeho charakteristiku.



Obr. 4.2.2-2 – Náhled charakteristiky vzorového vodního čerpadla [autor]

## Termostat

Součástí vozidla je termoregulační modul o dvou elektronicky řízených rotačních ventilech pro udržování optimální teploty motoru. Tyto ventily jsou mechanicky spojeny ozubením a ovládaný elektronickým pohonem na základě signálu PI regulátoru. Jeden z ventilů slouží k omezování průtoku kapaliny recirkulující zpět do motoru a druhý pro omezování průtoku chladicí kapaliny proudící do hlavního chladiče. Každý z ventilů je charakterizován velikostí průtočné plochy v závislosti na jeho natočení.



Obr. 4.2.2-3 – Termoregulační modul s hlavním čerpadlem + náhledy charakteristik ventilů [autor]

## Pomocné chlazení

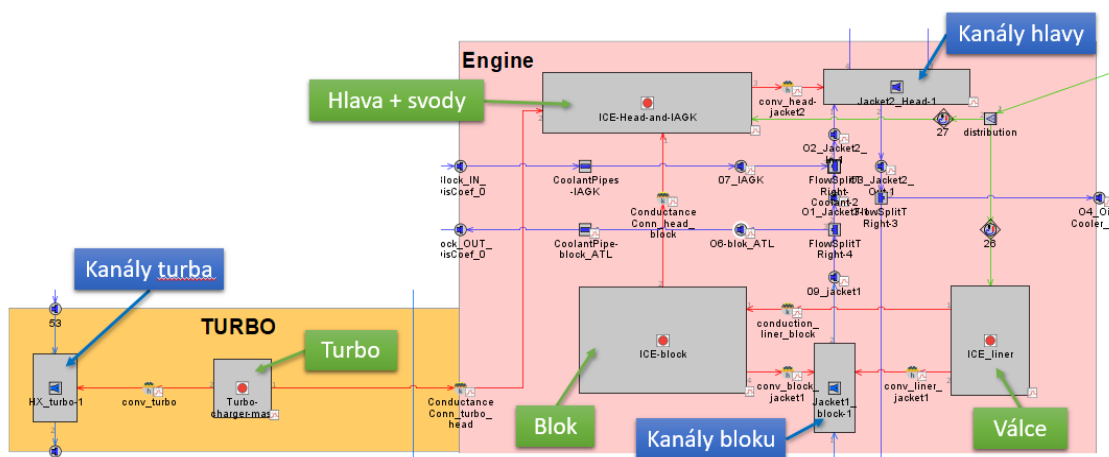
Součástí okruhu chlazení jsou také výměníky pro chlazení motorového oleje, oleje převodovky a vytápění kabiny (vložka topení). Jelikož měření tepelného výkonu vložky topení je kvůli jeho zástavbě velice složité a také proto, že při většině testů chlazení nedochází k ohřívání kabiny, představuje vložka topení pouze tlakovou ztrátu závislou na průtoku kapaliny. Odevzdané teplo olejem převodovky představuje prvek „HeatAddition“, který obsahuje závislost odevzdaného tepla na čase dané zkoušky a tlakovou ztrátu v závislosti na průtoku. Chlazení motorového oleje vychází z měření tepelné bilance motoru, kdy je opět odevzdané teplo dáno prvkem „HeatAddition“, ovšem jeho množství závisí na otáčkách a zatížení motoru. Prvek obsahuje také tlakovou ztrátu v závislosti na průtoku kapaliny.

## Termický model motoru

Poslední a nejdůležitější součástí okruhu chladicí kapaliny je termický model motoru, který je složen z pěti tepelných hmot:

1. Chladicí kapalina (zvlášť kanály pro blok, hlavu motoru a turbodmychadlo)
2. Hlava válců + chlazené výfukové svody
3. Plášť bloku motoru
4. Válce
5. Turbodmychadlo

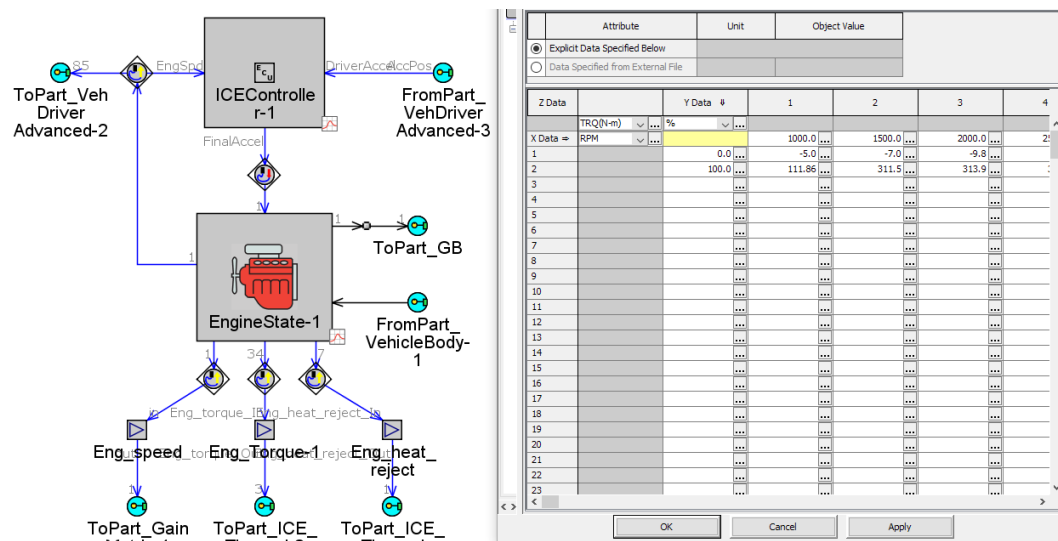
Termický model motoru byl do celkového modelu převzat, s již nakalibrovanými koeficienty přestupu tepla pro daný agregát.



Obr. 4.2.2-4 – Popis termického modelu motoru [autor]

### 4.2.3 Řízení motoru – mapovaný model

Řízení motoru bylo převzato společně s jeho termickým modelem. Mimo základních parametrů motoru obsahuje tento prvek také dvě náhledové tabulky. Jedna předepisuje teplo odvedené chlazením vodou v závislosti na otáčkách a zatížení. Druhá tabulka předepisuje velikost točivého momentu v závislosti na otáčkách a zatížení. Tyto tabulky obsahovaly data z tepelné bilance vnější otáčkové charakteristiky, bylo proto potřeba je doplnit o kompletní charakteristiky motoru.



Obr. 4.2.3 – Řízení motoru – mapovaný model a náhledová tabulka [autor]

#### Tvorba map

Základem tvorby mapy točivého momentu a odevzdaného tepla je měření na motorové brzdě. Při měření byla snaha o co největší přiblížení se stavu ve vozidle. Dle kapitoly 4.2.3.1 byly následně vypočteny energetické toky pro celkovou otáčkovou charakteristiku motoru, pro zatížení při volnoběhu a pro protáčení motoru bez zatížení (simulace jízdy z kopce).

#### 4.2.3.1 Výpočet tepelné bilance motoru

Výpočet tepelné bilance spalovacího motoru je složen z výpočtů jednotlivých tepelných toků, které vychází ze Sakeyova diagramu znázorněném v kapitole 2.1.1.5.

#### Energie dodaná

Dodaná energie je dána celkovým součtem entalpických toků vzduchu a paliva:

$$\dot{Q}_{dod} = \dot{Q}_{vzd} + \dot{Q}_{pal} = \dot{m}_{vzd} h_{vzd} + \dot{m}_{pal} h_{pal} \quad (4.3)$$

Hmotnostní průtok vzduchu  $\dot{m}_{vzd}$  byl změřen hmotnostním průtokoměrným snímačem.

Entalpie nasávaného vzduchu, respektive okolního vzduchu před vstupem do sání je:

$$h_{vzd} = \bar{c}_{p,vzd}|_{T_{ref}}^{T_{vzd}}(T_{vzd} - T_{ref}) \quad (4.4)$$

Referenční teplota  $T_{ref}$  představuje referenci všem entalpickým tokům. K této teplotě je též vztažena spodní výhřevnost paliva  $H_u^{T_{ref}}$ . V případě pohonu na kapalná paliva se jedná o hodnotu již zplyněného paliva (bez nutnosti odparu). [25],[26]

$$H_u^{T_{ref}} = H_u^{T_{Hu}} - \frac{\dot{m}_{pal} + \dot{m}_{vzd}}{\dot{m}_{pal}}(T_{ref} - T_{Hu})\left(\bar{c}_{p,pal}|_{T_{Hu}}^{T_{ref}} - \bar{c}_{p,sm}|_{T_{Hu}}^{T_{ref}}\right) \quad (4.5)$$

Z důvodu zachování téměř konstantního podílu efektivního výkonu k celkovému energetickému toku při různých teplotách nasávaného vzduchu je vhodnější za referenční teplotu dosazovat teplotu nasávaného vzduchu, respektive teplotu okolí. [25],[26]

Pro palivo bez odparu se měrná entalpie vypočítá jako:

$$h_{pal} = \bar{c}_{p,pal}|_{T_{ref}}^{T_{pal}}(T_{vzd} - T_{ref}) \quad (4.6)$$

Poměrný efektivní výkon pro motory s vnější tvorbou směsi, tj. bez zahrnutí tepla nutného pro odpar paliva platí:

$$p_{ef} = \frac{P_{ef}}{\dot{Q}_{dod}} \quad (4.7)$$

Poměrné hodnoty ostatních tepelných toků se pak také vztahují k efektivnímu výkonu motoru.

$$\dot{q}_{chl.vzd} = \frac{\dot{Q}_{chl.vzd}}{P_{ef}}; \dot{q}_{vod.skut} = \frac{\dot{Q}_{vod.skut}}{P_{ef}}; \dots \quad (4.8)$$

### Teplo odebrané chlazením stlačeného vzduchu

U motorů s přeplňováním je teplo odváděno do okolí pomocí chladiče stlačeného vzduchu. Odevzdaný tepelný tok lze vypočítat pomocí kalorimetrické rovnice. V případě chlazení stlačeného vzduchu vodou, lze odevzdaný tepelný tok vypočítat z teplotního spádu na vodním mezichladiči. [25],[26]

$$\dot{Q}_{chl.vzd} = \dot{m}_{vzd}\bar{c}_{p,vzd}|_{T_{vzd2}}^{T_{vzd1}}(T_{vzd1} - T_{vzd2}) \quad (4.9)$$

### Tepelný tok pro odpar paliva

Tepelný tok spotřebovaný pro vypaření paliva válci lze použít vztah:

$$\dot{Q}_{odpar} = \dot{m}_{pal} \left[ \left( \bar{c}_{p,kap}|_{T_{pal}}^{T_{var}} - \bar{c}_{p,pal}|_{T_{pal}}^{T_{var}} \right) (T_{var} - T_{pal}) + l_{var}^{T_{var}} \right] \quad (4.10)$$

V případě, že motor spaluje plynná paliva platí, že  $\dot{Q}_{odpar} = 0$ . Při výpočtu je zanedbána proměnlivost měrné tepelné kapacity kapalného paliva  $\bar{c}_{p,kap}$ . [25],[26]

### Efektivní výkon

Efektivní výkon  $P_{ef}$  je jedním z nepřímo měřených parametrů. Jeho hodnota je automaticky dopočítávána z momentu motoru.

$$P_{ef} = M_t \omega = M_t \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (4.11)$$

### Teplo odebrané chladicí kapalinou

Podobně, jako pro chlazení stlačeného vzduchu lze tepelný tok odevzdaný na hlavním chladiči vypočítat za pomoci kalorimetrické rovnice. [25],[26]

$$\dot{Q}_{vod} = \dot{m}_{vod} \bar{c}_{p,vod}|_{T_{vod2}}^{T_{vod1}} (T_{vod1} - T_{vod2}) \quad (4.12)$$

Při měření na motorové brzdě je měřen objemový průtok, proto je nutné jej pro dosazení do rovnice přepočíst na průtok hmotnostní.

$$\dot{m}_{vod} = \dot{V}_{vod} \rho_{vod} \quad (4.13)$$

Avšak výpočet  $\dot{Q}_{vod}$  může být ovlivněn významným vlivem odchylek měřených teplot a průtoků. [25],[26]

Také je potřeba brát v potaz to, že teplo odebrané olejem je předáno chladičem motorového oleje do vodního okruhu. To znamená, že tepelný tok  $\dot{Q}_{vod}$  obsahuje také složku  $\dot{Q}_{ol}$ . Pro rozdělení těchto dvou složek tedy platí:

$$\dot{Q}_{vod,skut} = \dot{Q}_{vod} - \dot{Q}_{ol} \quad (4.14)$$

### Teplo odebrané motorovým olejem

Tato energetická složka se obdobně jako u  $\dot{Q}_{chl.vzd}$  a  $\dot{Q}_{vod}$  vypočítá za pomoci kalorimetrické rovnice.

$$\dot{Q}_{ol} = \dot{m}_{ol} \bar{c}_{p,ol} |_{T_{ol2}}^{T_{ol1}} (T_{ol1} - T_{ol2}) \quad (4.15)$$

Průtok oleje je stejně jako u vody měřen objemovým průtokoměrem, tudíž je potřeba jej přepočítat na průtok hmotnostní.

$$\dot{m}_{ol} = \dot{V}_{ol} \rho_{ol} \quad (4.16)$$

### Energie odvedená výfukovými plyny

Celkový tok energie výfukových plynů zahrnuje tepelnou a chemickou energii nespáleného paliva. [25],[26]

Měrná entalpie výfukových plynů se vyjádří následovně:

$$h_{vyf} = \bar{c}_{p,vyf} |_{T_{ref}}^{T_{vyfs}} (T_{vyfs} - T_{ref}) \quad (4.17)$$

Teplota  $T_{vyfs}$  reprezentuje statickou teplotu proudících výfukových plynů. Při měření této teploty je potíží, že nastává chyba měření této teploty vlivem odvodu tepla do šroubení, kterým je uchycen termočlánek ve výfukové soustavě. [25],[26]

Střední tepelný tok za periodu T se vypočítá následovně:

$$\dot{Q}_{vyfT} = \frac{1}{T} \int_0^T \dot{m}_{vyf} \bar{c}_{p,vyf} |_{T_{ref}}^{T_{vyfs}} (T_{vyfs} - T_{ref}) dt \quad (4.18)$$

V praxi však není možné měřit zároveň okamžitou stagnační teplotu výfukových plynů a hmotnostní průtok výfukových plynů. Proto je výpočet značně zjednodušen na vztah 4.19, který vede k nižšímu vypočítanému tepelnému toku ve srovnání s realitou. [25],[26]

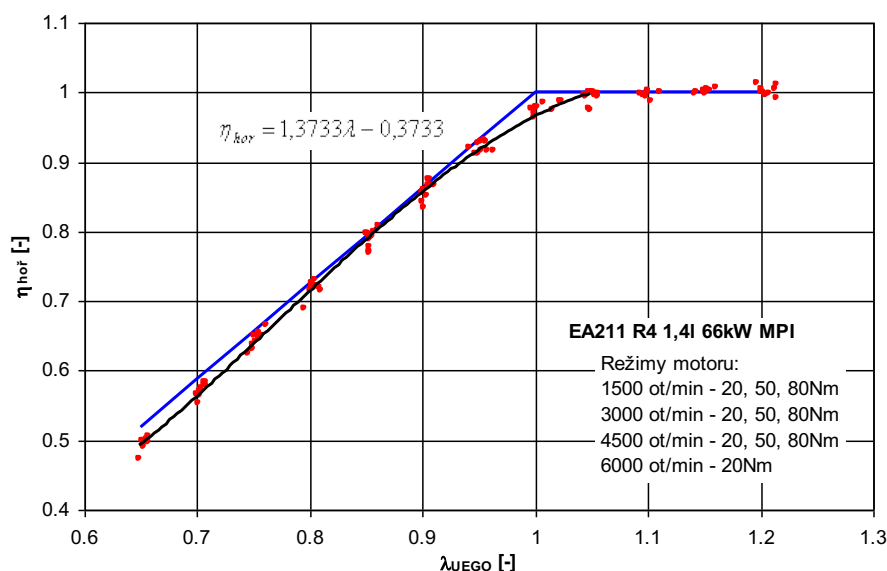
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{vyfT} &= (\dot{m}_{vzd} + \dot{m}_{pal}) h_{vyf} = \\ &= (\dot{m}_{vzd} + \dot{m}_{pal}) \bar{c}_{p,vyf} |_{T_{ref}}^{T_{vyfs}} (T_{vyfs} - T_{ref}) \end{aligned} \quad (4.19)$$

Tok tepelné energie obsažené v nespáleném palivu vlivem nedokonalého spalování je vyjádřen pomocí účinnosti hoření, ta je aproximována vztahem pro hodnoty  $\lambda \leq 1$ . [25],[26]

$$\eta_{hor} = 1,3733\lambda - 0,3733 \quad (4.20)$$

Nicméně experimentálním měřením byla zjištěna účinnost hoření na MPI motoru. Následným regresním počtem pak byla vytvořena závislost účinnosti hoření, která je použita pro výpočet. [26]

$$\eta_{hor} = 1,453 - 6,120\lambda + 0,949\lambda^2 - 4,317\lambda^3 \quad (4.21)$$



Obr. 4.2.3.1-1 – Závislost experimentálně určené účinnosti hoření na součiniteli přebytku vzduchu v porovnání s obecnou účinností hoření [26]

Energetický tok nespáleným palivem vlivem nedokonalého spalování je dán vztahem:

$$\dot{Q}_{vyf\lambda} = \dot{m}_{pal} H_U^{25^\circ C} (1 - \eta_{hor}) \quad (4.22)$$

$H_U^{25^\circ C}$  zde představuje dolní výhřevnost paliva při smluvené teplotě  $25^\circ C$  a součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda = 1$ . Z důvodu, že by došlo k ovlivnění velikosti obsažené energie ve výfukových plynech vlivem nedokonalého spalování, nemůže být výhřevnost paliva vztažena k referenční teplotě. [25],[26]

Vztah pro výpočet celkového energetického toku výfukovými plyny je pak:

$$\dot{Q}_{vyf} = \dot{Q}_{vyfT} + \dot{Q}_{vyf\lambda} \quad (4.23)$$

### Zbytkové teplo

Tepelný tok radiací a konvekci z povrchu motoru je velice těžké určit přímým měřením. Proto lze upravit vztah 2.10 z kapitoly 2.1.1.5 do následující podoby:

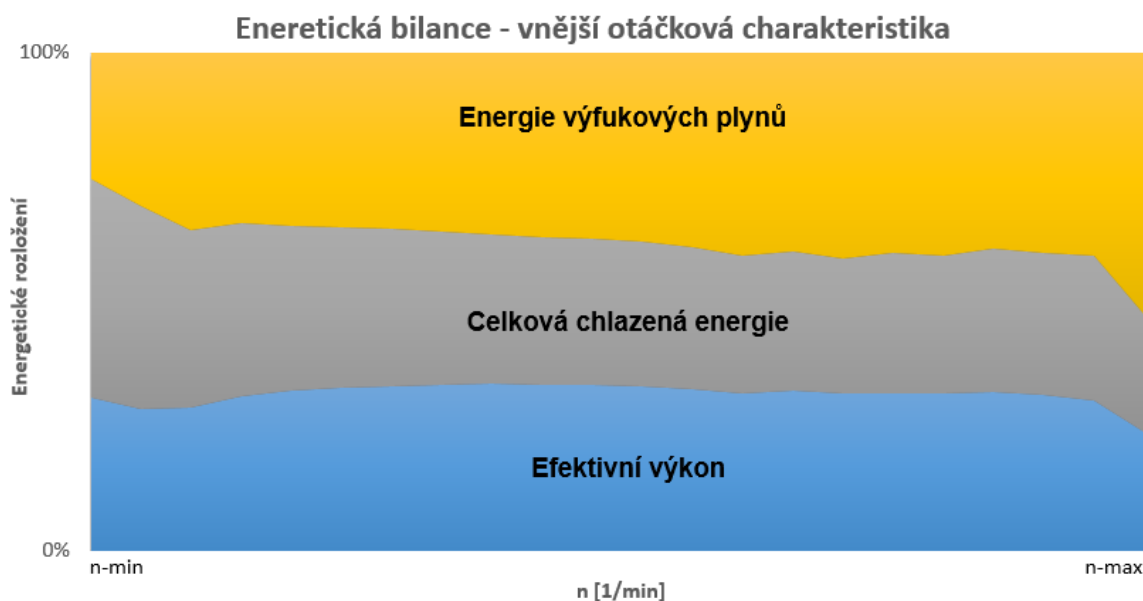


$$\dot{Q}_{zbyt} = \dot{Q}_{dod} - \dot{Q}_{odpar} - P_{ef} - \dot{Q}_{vod,skut} - \dot{Q}_{ol} - \dot{Q}_{vyf} \quad (4.24)$$

Ve zbytkovém teple jsou také zahrnuty všechny výpočetní chyby a nepřesnosti měření. [25],[26]

### Grafické znázornění

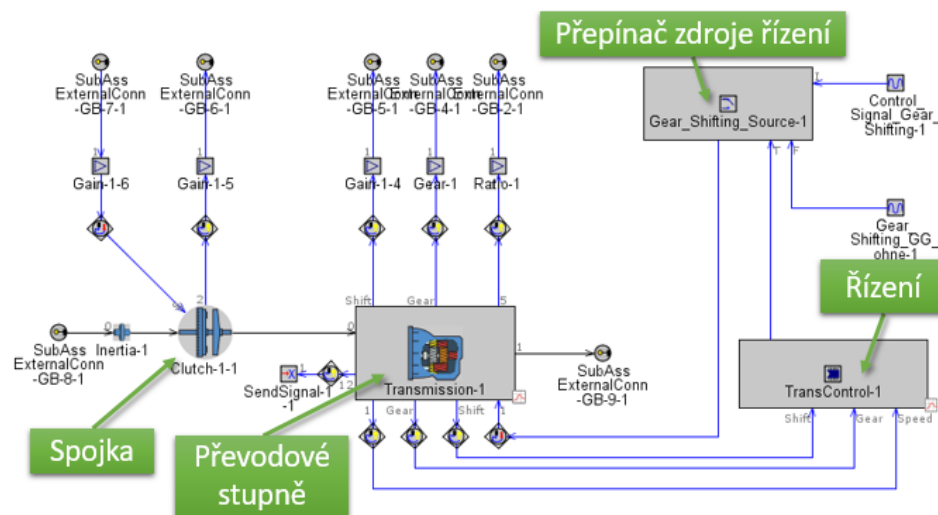
Výsledné hodnoty teplených toků lze zakreslit do grafu. Na obr 4.2.3.1-2 je znázorněna bilance energetických toků pro vnější otáčkovou charakteristiku.



Obr. 4.2.3.1-2 – Graf energetické bilance vnější otáčkové charakteristiky [autor]

### 4.2.4 Model převodovky

Model převodovky je složen pouze z její mechanické části sloužící pro přenos hnacího momentu. Součástí je mechanická spojka, modul s jednotlivými převodovými poměry rychlostních stupňů, řídicí jednotka převodovky a přepínač zdroje řízení, který přepíná mezi ovládáním převodovky řídicí jednotkou nebo náhledovou tabulkou s definovanými rychlostními stupni v závislosti na čase. Chlazení převodovky již bylo popsáno v kapitole 4.2.2.



Obr. 4.2.4 – Popis mechanického modelu převodovky [autor]

Mechanický model převodovky byl stejně jako termický model motoru převzat do celkového modelu a doplněn o náhledové tabulky účinností jednotlivých převodů v závislosti na otáčkách a točivém momentu motoru.

#### 4.2.5 Model vozidla

Hlavní úkol modelu vozidla je přenést hnací síly na pomyslnou vozovku a zahrnout pasivní odpory vozidla. Skládá se z následujících částí.

##### Pneumatiky

Pneumatiky přenáší brzdný i hnací moment, především pak představují odpor valení a svým poloměrem dotváří výsledný převodový poměr mezi vozovkou a klikovou hřídelí motoru. Součinitel valivého odporu je definován v náhledové tabulce v závislosti na otáčkách kola za minutu.

##### Brzdy

Brzdy jsou charakterizovány brzdou momentovou mapou. Jelikož brzdné momenty v závislosti na poloze brzdového pedálu nejsou známy, je maximální brzdný moment při maximálním sešlápnutí pedálu odhadnut. Pro ostatní polohy jsou brzdné momenty interpolovány od nuly.

##### Hnací hřídele

Hnací hřídele jsou zde vloženy v základním nastavení a slouží pouze pro přenos hnací síly.

## Diferenciál

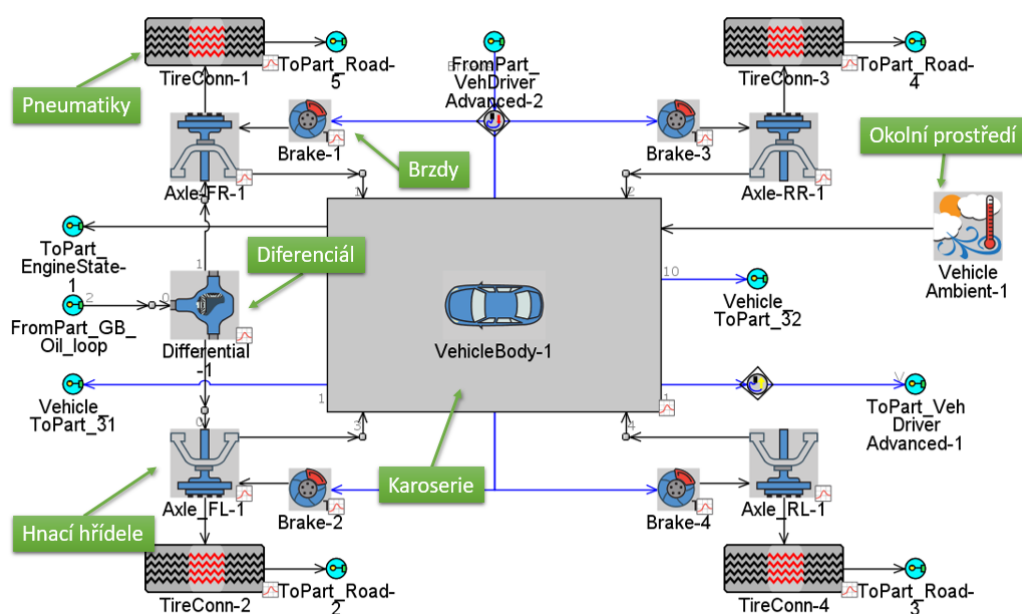
Převodový poměr stálého převodu diferenciálu je již zahrnut v jednotlivých převodových stupních. Model diferenciálu složí pouze k přerozdělení hnacího momentu.

## Karoserie

Karoserie ve výpočtech figuruje jako aerodynamický odpor definovaný čelní plochou a součinitelem odporu vzduchu. Dalšími požadovanými parametry karoserie jsou celková hmotnost vozidla, rozvor náprav a poloha těžiště.

## Okolní prostředí

Okolní prostředí je pro stac. simulace charakterizováno teplotou, tlakem a vlhkostí vzduchu. Pro nestac. simulace náhledovými tabulkami se závislostí dané veličiny na čase.



Obr. 4.2.5 – Popis modelu vozidla [autor]

### 4.2.6 Profil vozovky

Profil vozovky je pro potřeby simulací chlazení definován pouze dvěma parametry, počáteční nadmořskou výškou a stoupáním vozovky. Pro kopcovité režimy zatěžování je definováno stoupání v závislosti na čase náhledovou tabulkou.

### 4.2.7 Model řidiče

Model řidiče je v podstatě PI regulátor s požadavkem rychlosti vozidla. Důležité je vhodně zvolit parametry doby rozjezdu, otáčky motoru při rozjezdu a otáčky motoru, při nichž dojde k rozepnutí spojky.

## 5 Experimentální část práce

Po sestavení jednotlivých modelů lze začít s výpočty. Nejprve je potřeba provést verifikační výpočet, následně vyhodnotit validitu výsledků a případně provést kalibraci daného modelu.

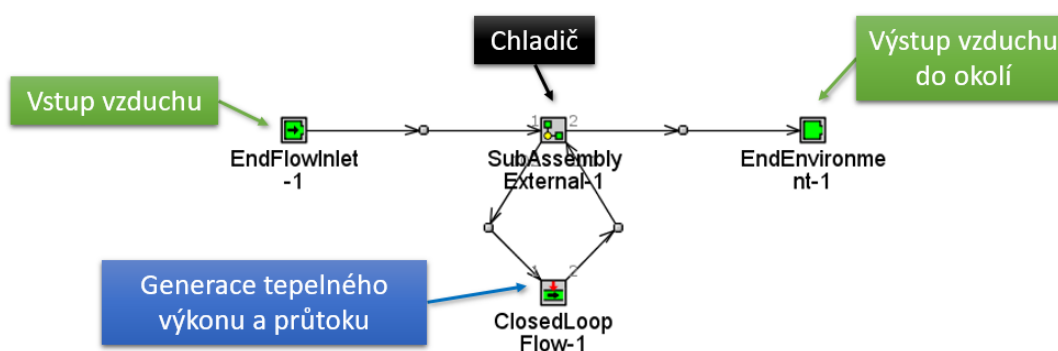
### 5.1 Motorový prostor – vedení chladicího vzduchu

#### 5.1.1 Verifikace komponent MP

Verifikační výpočet je vhodný pro zjištění odchylek naměřených dat charakteristiky komponent od vypočtených hodnot v daných bodech. Tímto porovnáním lze výpočet označit za validní, či nikoliv. V případě, že je odchylka vypočtených dat od měřených příliš velká, je nutné přistoupit ke kalibraci, je-li to možné.

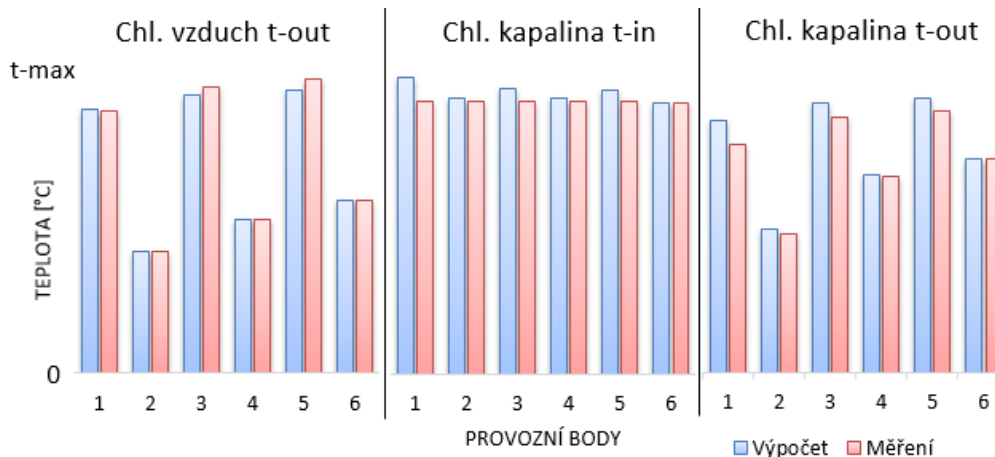
##### Hlavní vodní chladič

Model pro verifikaci je velice jednoduchý. Obsahuje pouze chladič, uzavřený vodní okruh a otevřenou cestu chladicího vzduchu viz. Obr. 5.1.1-1.



Obr. 5.1.1-1 – Popis verifikačního modelu vodního chladiče [autor]

Okrajové podmínky jsou dány typem zatěžování vodního chladiče při výpočtech. Jsou jimi chlazený výkon  $P$  [W], objemový průtok chladicí kapaliny  $\dot{V}$  [l/min], hmotnostní tok chladicího (externího) vzduchu  $\dot{m}_{ext}$  [kg/s] a vstupní teplota chladicího (externího) vzduchu  $t_{ext-in}$  [°C]. Porovnání výsledků verifikačního výpočtu s měřením a jejich vzájemnými odchylkami je zobrazeno na obrázku 5.1.1-2.



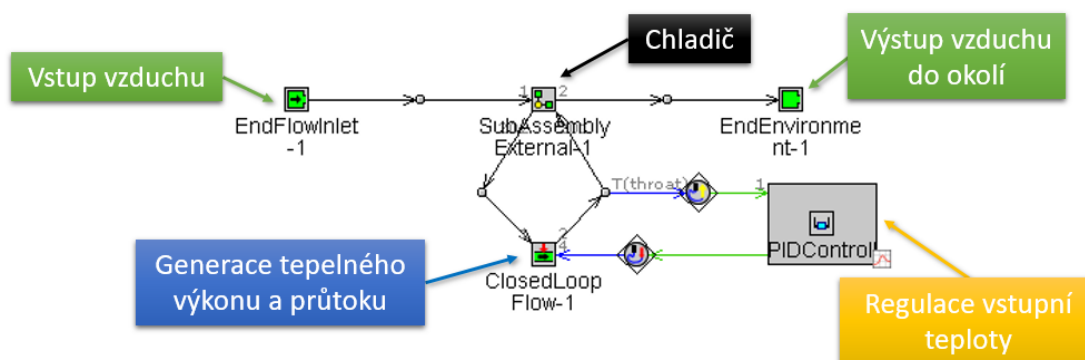
-	Odchylka [%]		
Provozní body	Chl. Vzd. t-out	Chl. Kap. t-in	Chl. Kap. t-out
1	0,4	8,6	10,2
2	0,3	1,7	2,8
3	-3,0	5,0	5,3
4	0,3	1,2	1,4
5	-3,8	4,5	4,6
6	0,3	0,0	-0,2

Obr. 5.1.1-2 – Porovnání verifikačního výpočtu vodního chladiče s měřením [autor]

Pro výpočet bylo použito 6 ze 70 bodů měření výměníku na kalorimetru. Přičemž byly vzaty body s nejnižším (body 1 a 2), středním (body 3 a 4) a nejvyšším možným objemovým průtokem vody (body 5 a 6), nejvyšší a nejnižší hmotnostní průtok vzduchu při daném chlazeném výkonu a vstupní teplotě vzduchu. Výpočet vykazuje nejvyšší odchylky při nejnižších průtocích a chlazených výkonech (body 1, 3 a 5), což je dáno zejména limitující přesností měřicí techniky. Z letitých zkušeností expertního týmu zabývajícího se měřením tepelných výměníků plyne, že takovéto odchylky jsou standardní, tudíž je komponenta považována za validní.

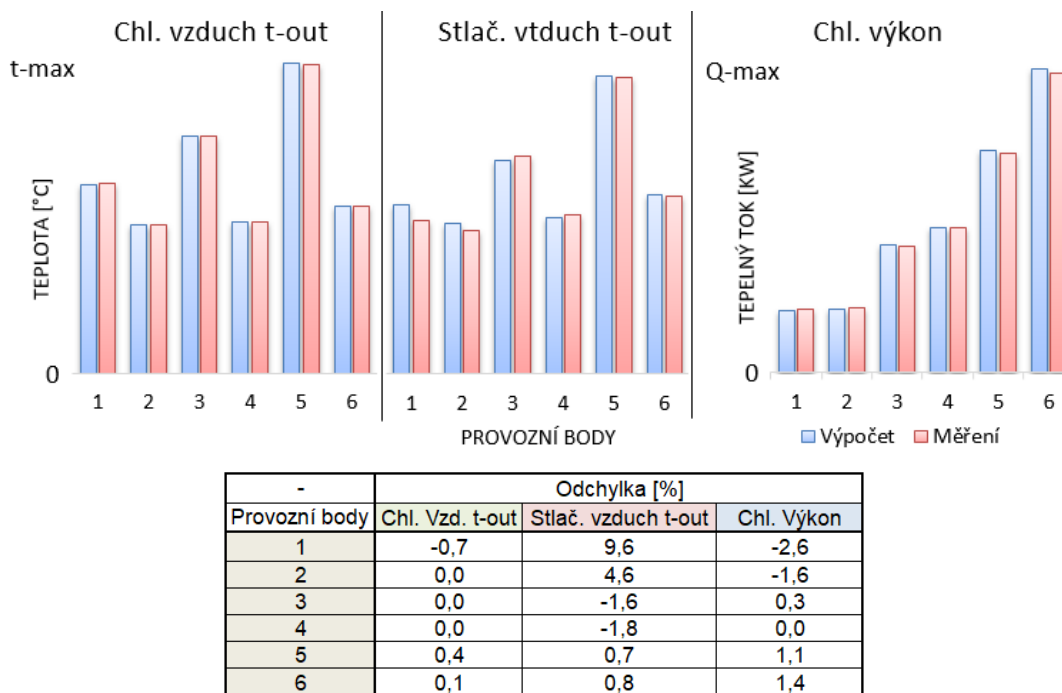
### Chladič stlačeného vzduchu

Verifikační model chladiče stlačeného vzduchu je podobný modelu z obr. 5.1.1-1. Skladba modelu vychází z konstrukce měřicí trati.



Obr. 5.1.1-3 – Popis verifikačního modelu chladiče stlačeného vzduchu [autor]

Okrajové podmínky jsou taktéž dány typem zatěžování chladiče při výpočtech. Jsou jimi (externí) hmotnostní tok chladicího vzduchu  $\dot{m}_{ext}$  [kg/s], (interní) hmotnostní tok chlazeného vzduchu  $\dot{m}_{int}$  [kg/s], vstupní teplota chladicího (externího) vzduchu  $t_{ext-in}$  [°C] a vstupní teplota chlazeného (interního) vzduchu  $t_{int-in}$  [°C]. Srovnání výsledků verifikačního výpočtu s měřením a odchylkami jsou zobrazena na obrázku 5.1.1-4.

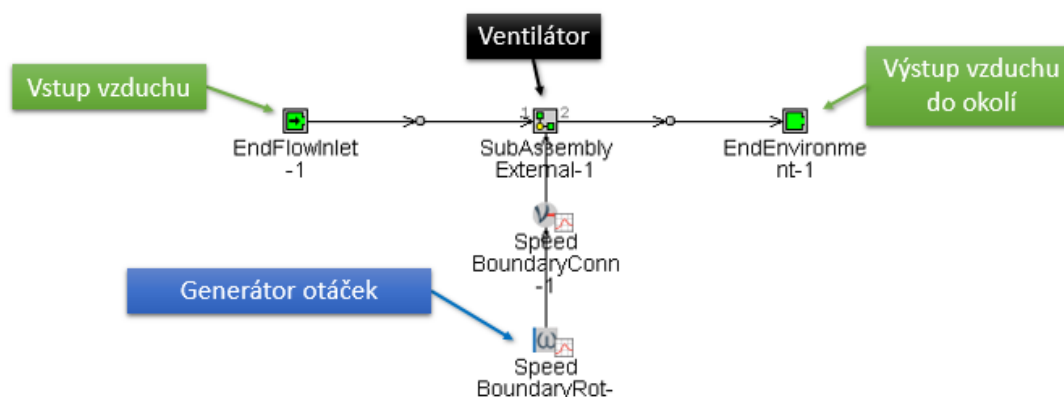


Obr. 5.1.1-4 – Porovnání verifikačního výpočtu mezichladiče s měřením [autor]

Výpočet byl proveden taktéž pro výběr 6 ze 72 bodů měřených na kalorimetru. Body byly vybrány opět pro nejnižší (body 1 a 2), střední (body 3 a 4) a nejvyšší (body 5 a 6) dosahované hmotnostní toky stlačeného vzduchu a nejvyšší a nejnižší hmotnostní průtok vzduchu chladicího. Podobně jako u předchozího výměníku vykazuje chladič stlačeného vzduchu nejvyšší odchylky při nejnižších průtocích stlačeného vzduchu a chlazených výkonech zejména v bodě 1. Důvodem je opět limitovaná přesnost měřící techniky. Komponenta je expertním týmem považována za validní.

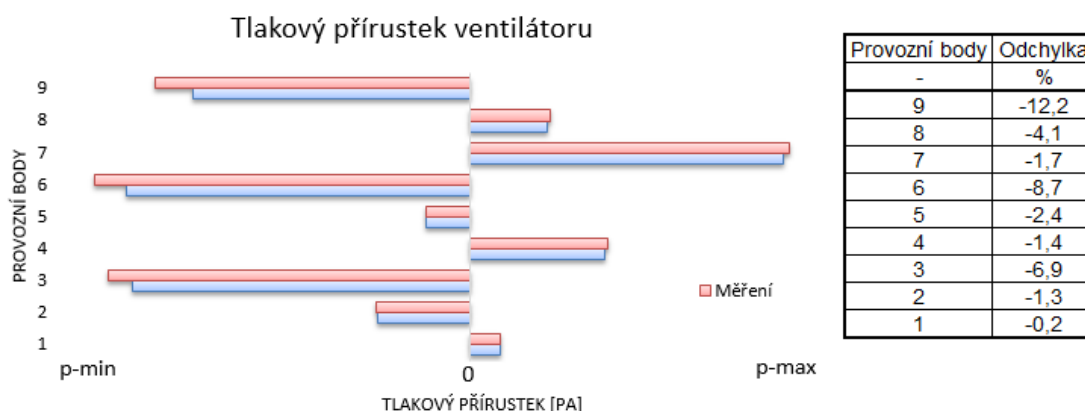
### Ventilátor

Model ventilátoru se skládá z ventilátoru a lapače vzduchu bez obtokových klapek, jelikož při reálném měření jsou klapky lapače zaslepeny.



Obr. 5.1.1-5 – Popis verifikačního modelu ventilátoru [autor]

Okrajovými podmínkami jsou otáčky  $n$  [1/min], objemový tok vzduchu  $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/s] a vstupní teplota vzduchu  $t_{in}$  [°C]. Porovnání výsledků výpočtu a měření je na obr. 5.1.1-6.

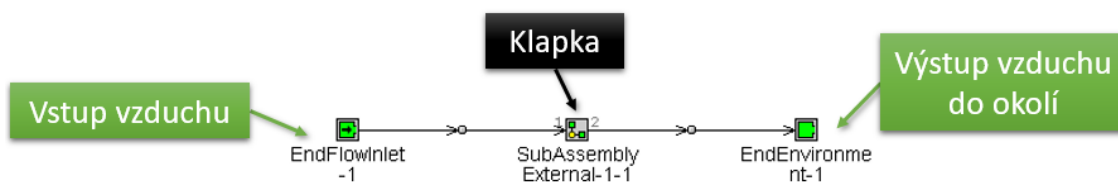


Obr. 5.1.1-6 – Porovnání výsledků verifikačního výpočtu ventilátoru a měření [autor]

Kalibrace tlakových ztrát ventilátoru by byla možná pouze za pomoci předpisu funkce o dvou proměnných a to otáček ventilátoru a průtoku vzduchu. Nicméně v tomto případě bylo dosaženo na limity samotného SW, jelikož takováto funkce nelze namísto kalibračního součinitele použít. Je tedy nutné se s výsledky ověřovacího výpočtu spokojit a model tak prohlásit za validní.

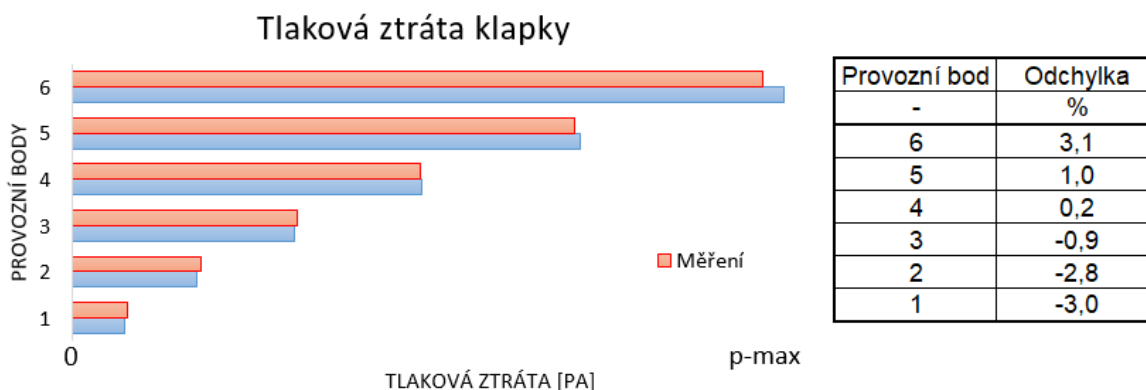
### Klapky lapače vzduchu

Na základě popisu měření a stavby klapky v lapači zmíněné v kapitole 4.2.1, je ve výpočtu geometricky použita pouze jedna klapka. Model v GT-ISE vypadá následovně.



Obr. 5.1.1-7 – Popis verifikačního modelu klapky lapače vzduchu [autor]

Okrajovými podmínkami jsou objemový tok vzduchu  $\dot{V}$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ], vstupní teplota vzduchu  $t_{in}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] a vstupní tlak vzduchu  $p_{in}$  [Pa]. Porovnání výpočtu s měřením a odchylkami lze vidět na následujícím obrázku.



Obr. 5.1.1-8 – Porovnání výsledků verifikačního výpočtu s měřením klapky lapače vzduchu [autor]

Tlakovou ztrátu klapky tedy lze považovat za validní.

## 5.1.2 Kalibrace modelu motorového prostoru

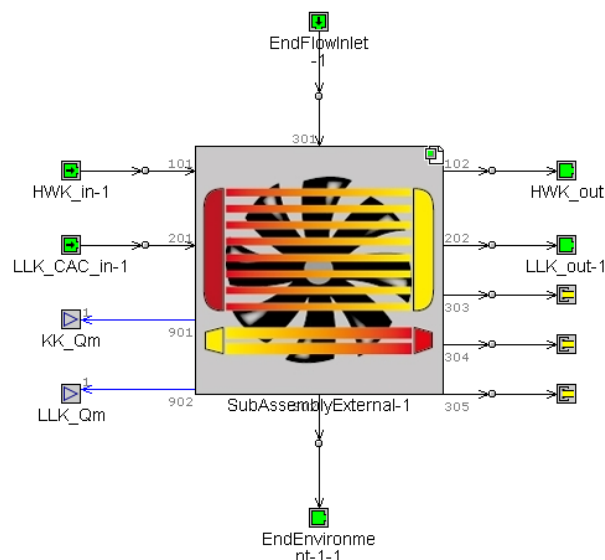
Kalibrace modelu motorového prostoru je prováděna za pomoci jednotlivých parametrů zmíněných dále v této kapitole. Následná validace výsledků kalibrace je vztahována k CFD simulacím proudění v motorovém prostoru. CFD simulací bylo provedeno pět pro rychlosti jízdy vozidla 30, 55, 80, 100, 230 km/h při tlaku okolí 101325 Pa a teplotě vzduchu 20 $^{\circ}\text{C}$ .

### Kalibrace tlakových ztrát okolo výměníků

Jak bylo zmíněno v kapitole 4.2.1, je potřeba vložit tlakovou ztrátu do prostoru okolo kondenzátoru klimatizace a mezichladiče. Z důvodu, že tyto ztráty nejsou známy, jsou odhadnuty a dále musí být kalibrovány kvůli dodržení požadovaného průtoku výměníky a validovány s výsledky CFD simulací.

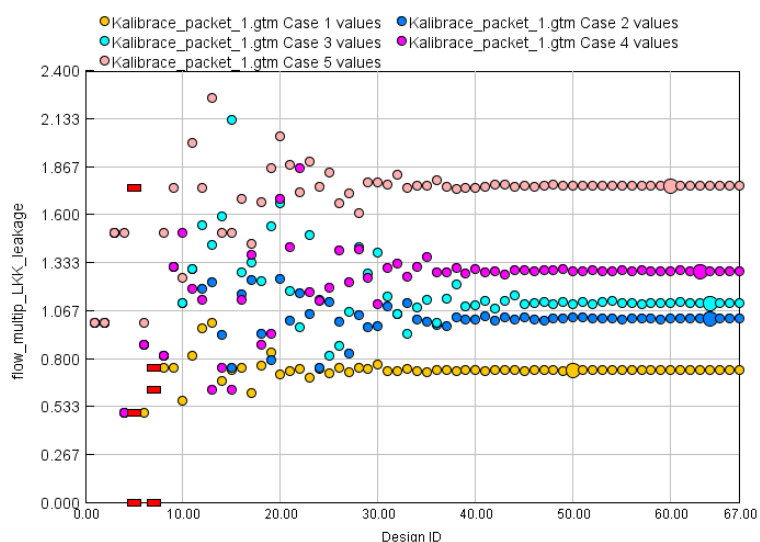
Pro účely této kalibrace je sestaven model vycházející z modelu MP popsáno na obr. 4.2.1-6 s tím rozdílem, že obtokové kanály jsou zaslepeny a odevzdané výkony jsou nulové.





Obr. 5.1.2-1 – Model pro kalibraci tlakových ztrát okolo výměníků [autor]

Pro kalibraci je využit optimalizační nástroj integrovaný v GT-ISE. Nastavení optimalizéru je detailně popsáno v nápovědě GT-ISE. Optimalizér má za úkol kalibrovat průtokový koeficient tlakových ztrát okolo výměníků tak, aby hmotnostní průtok jednotlivými výměníky byl roven požadované hodnotě známé z CFD simulace.



Obr. 5.1.2-2 – Iterace průtok. koef. okolo mezichladiče pro 5 stavů rychlostí [autor]

Výsledky kalibrace a jejich odchylky jsou znázorněny na následujícím obrázku jako násobky hmotnostního průtoku kondenzátorem při 30 km/h ve srovnání s CFD výpočty.

Rychlost	km/h	30	55	80	100	230
Průtok Kondenzátor	[kg/s]	x	1,207*x	1,557*x	1,852*x	4,322*x
Odchylka	%	-0,003	0,000	-0,005	-0,005	0,000
Průtok Mezichladič	[kg/s]	1,212*x	1,464*x	1,872*x	2,239*x	5,136*x
Odchylka	%	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

Obr. 5.1.2-3 – Výsledky kalibračního výpočtu tlakových ztrát okolo výměníků [autor]

V tabulce lze vidět, že pro tuto kalibraci optimalizér zafungoval perfektně a odchylky průtoků skrze výměníky se oproti CFD výpočtům liší maximálně o zlomky jednotek procent.

Následně jsou výsledné tlakové ztráty obtoků výměníků použity v závislosti na hmotnostním průtoku vzduchu a dále je proveden validační výpočet.

Výsledky kontrolního výpočtu s implementovanými tlakovými ztrátami v závislosti na hmotnostním průtoku lze vidět na obrázku níže, opět jako násobky hmotnostního průtoku kondenzátorem při 30 km/h ve srovnání s CFD výpočty.

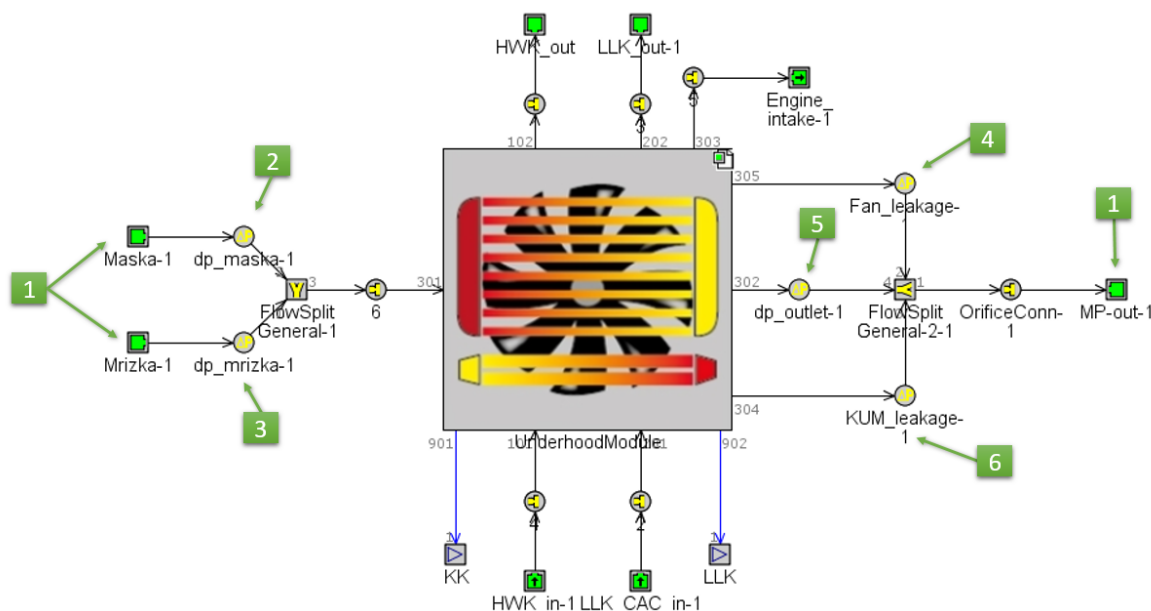
Rychlost	km/h	30	55	80	100	230
Průtok Kondenzátor	[kg/s]	x	1,182*x	1,530*x	1,845*x	4,260*x
Odchylka	%	0,93	-1,12	-0,84	0,57	-0,52
Průtok Mezichladic	[kg/s]	1,221*x	1,448*x	1,852*x	2,219*x	5,089*x
Odchylka	%	1,68	-0,23	-0,18	0,00	0,00

Obr. 5.1.2-4 – Výsledky kontrolního výpočtu tlakových ztrát okolo výměníků [autor]

Odchylka průtoků pro všech pět rychlostí se pohybuje maximálně do dvou procent. Takové výsledky podle expertního týmu lze označit za validní.

### Kalibrace tlakových ztrát v obtokových cestách chladicího paketu

Základní struktura modelu MP vychází z faktů již zmíněných v kapitole 4.2.1. Model pro kalibraci tlakových ztrát v obtokových cestách paketu vypadá následovně.



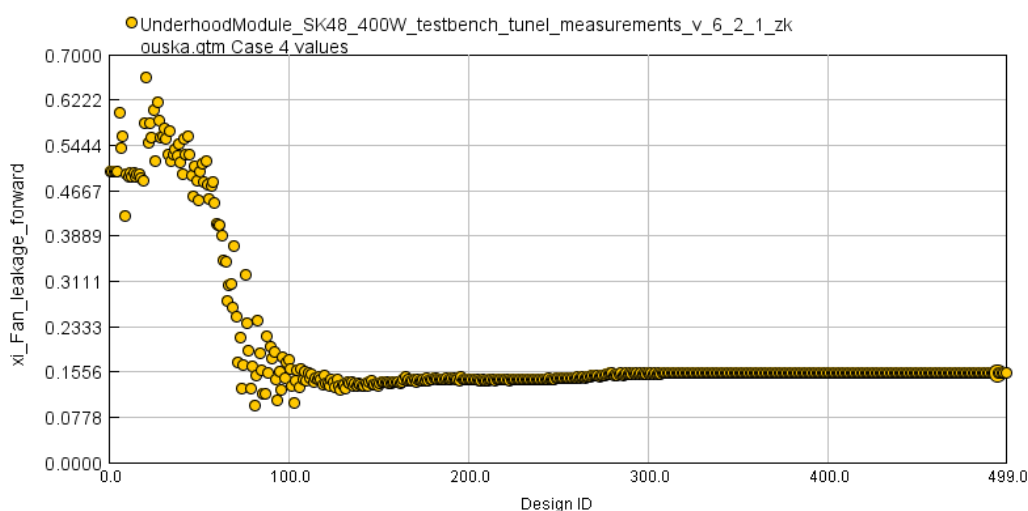
Obr. 5.1.2-5 – Model pro kalibraci tlakových ztrát obtokových cest chl. paketu [autor]

Na obr. 5.1.2-5 jsou znázorněny tyto prvky:

1. Tlakové prvky na vstupu a výstupu

2. Tlaková ztráta masky
3. Tlaková ztráta mřížky
4. Tlaková ztráta úniku okolo ventilátoru
5. Tlaková ztráta výstupu paketu do motorového prostoru
6. Tlaková ztráta úniku okolo paketu

Pro kalibraci je využit optimalizér, který vzájemně variuje bezrozměrné koeficienty tlakových ztrát v obtokových trasách. Kalibrace je provedena pro všech pět stavů rychlostí vozidla. Příklad optimalizace je možné vidět na následujícím obrázku.



Obr. 5.1.2-6 – Iterace koef. tlakové ztráty úniku okolo ventilátoru pro stav 80 km/h [autor]

Výsledky kalibračního výpočtu pro všechny prvky tlakové ztráty lze vidět na obrázku 5.1.2-7. Jsou zde zobrazeny také průtoky všemi třemi výměníky chladicího paketu, jelikož průtok právě jimi má největší vliv na chlazení agregátu. Rovněž je zde možno vidět odchylky hmotnostních průtoků od CFD výpočtů. Hmotnostní toky jsou uvedeny v násobcích průtoku mřížkou při 30 km/h.

Rychlost	km/h	30	55	80	100	230
Průtok mřížka	kg/s	x	1,350*x	1,793*x	2,114*x	5,008*x
Odchylka	%	-2.22	-0.26	0.00	-2.79	-0.02
Průtok maska	kg/s	0,255*x	0,308*x	0,383*x	0,443*x	1,032*x
Odchylka	%	-0.62	0.01	0.00	-2.38	-0.02
Unik paketu	kg/s	0,016*x	0,200*x	0,326*x	0,421*x	1,027*x
Odchylka	%	-35.62	0.43	0.00	0.17	0.01
Unik vent.	kg/s	-0,161*x	-0,133*x	-0,000*x	0,005*x	0,360*x
Odchylka	%	26.09	100.54	0.00	0.00	-0.57
Průtok hl. chl.	kg/s	1,239*x	1,457*x	1,850*x	2,136*x	5,013*x
Odchylka	%	-0.44	-0.26	0.14	-2.83	-0.39
Průtok mezichladic	kg/s	1,114*x	1,323*x	1,701*x	1,975*x	4,650*x
Odchylka	%	1.15	-0.53	0.00	-2.95	-0.36
Průtok kondenzátor	kg/s	0,912*x	1,080*x	1,405*x	1,641*x	3,889*x
Odchylka	%	0.41	-1.49	-0.67	-2.44	-0.97

Obr. 5.1.2-7 – Výsledky kalibrace koef. tlakových ztrát obtokových cest paketu [autor]

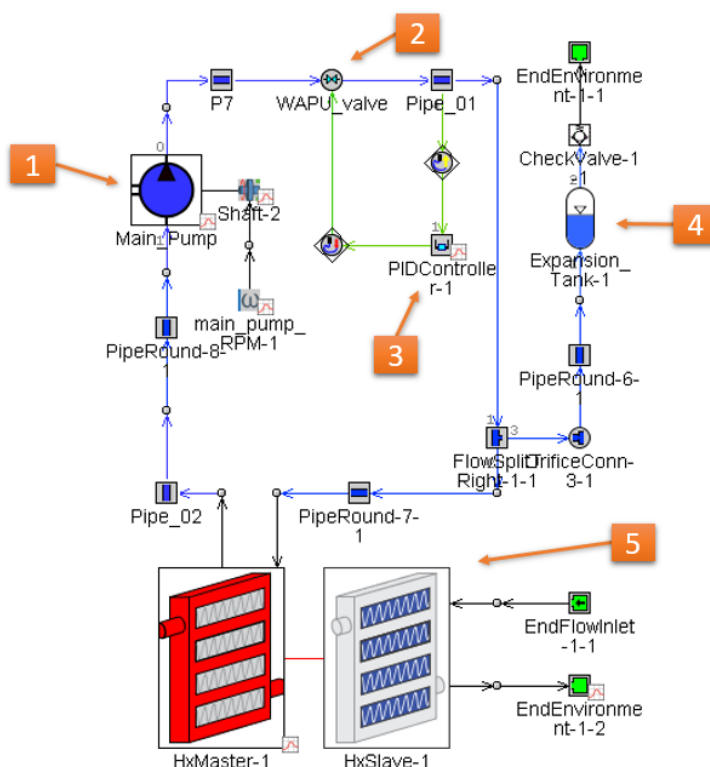
Největší odchylky nastávají při nízkých hodnotách průtoků a to řádově až v desítkách procent. Nicméně v absolutních číslech se jedná o velice malou a zanedbatelnou diferenci. V konečném důsledku je největší důraz kladen právě na průtoky výměníky chladicího paketu, pro které se odchylky pohybují maximálně v nízkých jednotkách procent. Výsledek kalibrace je tudíž expertním týmem považován za validní.

## 5.2 Okruh chladicí kapaliny

Z hlediska proudění chladicí kapaliny v okruhu chlazení motoru jsou důležité zejména správné tlakové ztráty, které je nutno nastavit tak, aby průtoky kapaliny jednotlivých větví odrážely skutečná data získaná měřením.

### 5.2.1 Verifikace vodního čerpadla

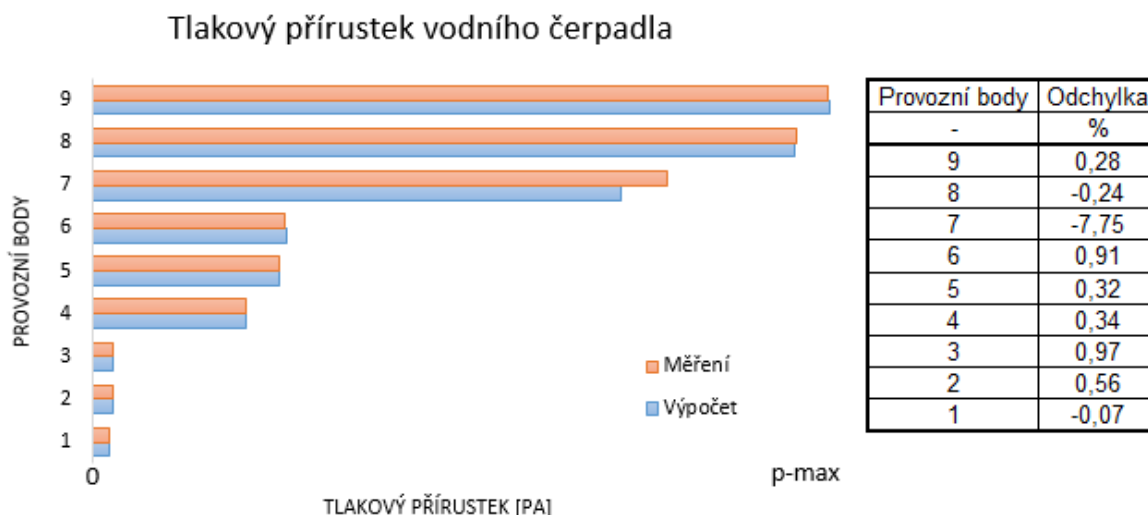
Vodní čerpadlo bylo měřeno společně s termostatem, který je zmíněn v kapitole 4.2.2, který byl zablokován do výchozí polohy. Podobu zkušební trati lze vidět na obrázku níže.



Obr. 5.2.1-1 – Model pro verifikaci/kalibraci vodního čerpadla: 1 – vodní čerpadlo; 2 – škrticí ventil; 3 – regulace ventilu; 4 – vyrovnávací nádoba; 5 – hlavní chladič [autor]

Prověřeno bylo devět bodů charakteristiky. Okrajové podmínky vodního čerpadla samotného jsou jeho otáčky  $n$  [1/min] a cílový objemový průtok  $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/s], podobně, jako

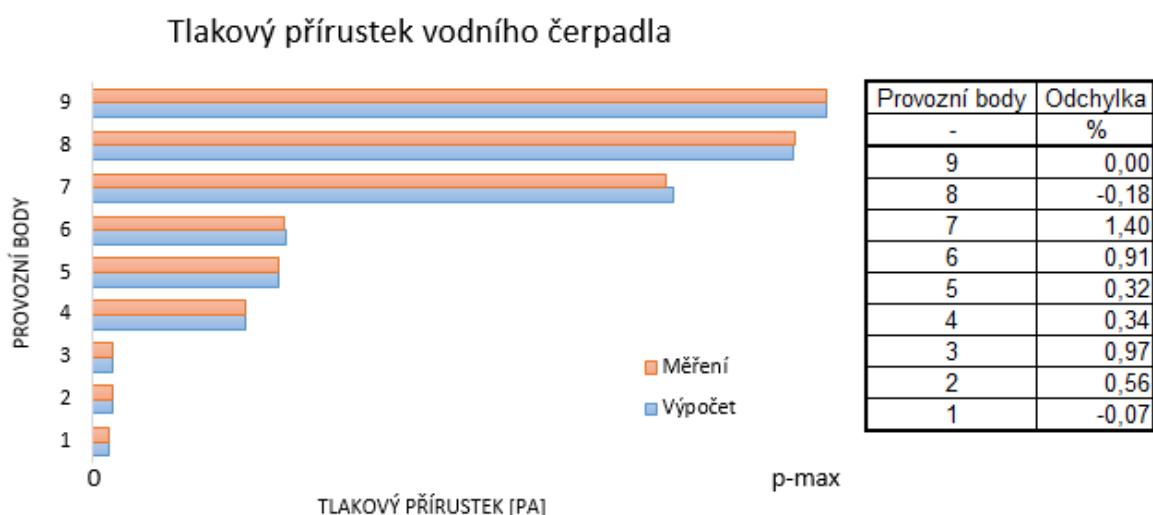
tomu bylo u ventilátoru. Na obrázku níže je porovnání měření s výsledky verifikačního výpočtu nekorigovaného modelu včetně jeho odchylek.



Obr. 5.2.1-2 – Porovnání měření a verifikačního výpočtu vodního čerpadla [autor]

Z výsledků verifikačního výpočtu lze vidět, že téměř všechny odchylky jsou nižší než jedno procento. Avšak odchylka pro maximální otáčky a maximální objemový průtok čerpadla (bod 7) je relativně veliká a navíc záporná. Hrozí tak riziko, že čerpadlo nebude produkovat dostatečný průtok pro uchazení motoru při vysokých otáčkách. Proto je potřeba přistoupit ke kalibraci.

Pro kalibraci vodního čerpadla je užito tlakového koeficientu. Kalibrace byla provedena experimentálně a pouze pro onen kritický bod charakteristiky.

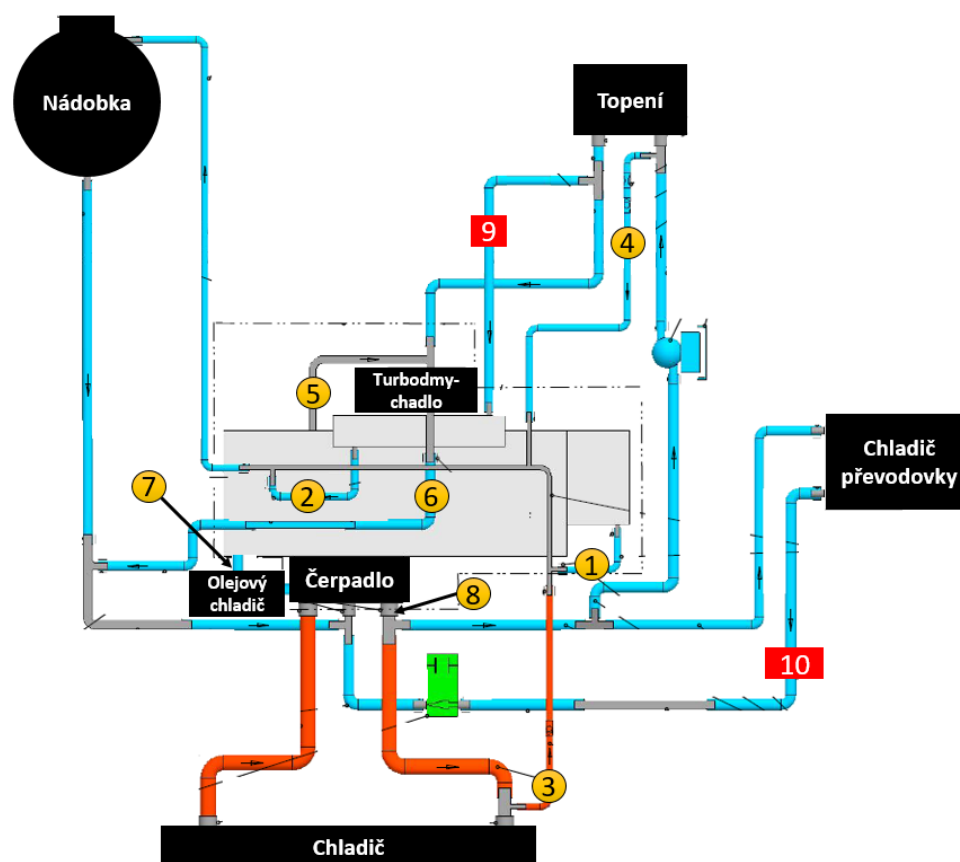


Obr. 5.2.1-3 – Výsledek kalibrace vodního čerpadla [autor]

Na výsledcích kalibrace je možné pozorovat celkové snížení odchylek pro nejvyšší otáčky čerpadla (body 7 až 9). Maximální odchylka charakteristiky tak činí 1,4% a výsledky kalibrace jsou expertním týmem považovány za validní.

### 5.2.2 Kalibrace okruhu chladicí kapaliny

Při kalibraci vodního okruhu se vychází z měření motoru na motorové brzdě. Pro tento účel byl sestaven model, který simuluje dynamometr a chlazení motoru v kobce. Při měření byly zaznamenány průtoky v jednotlivých větvích. Pro potřeby verifikace, potažmo kalibrace jsou sledovány pouze některé z nich. Pro lepší orientaci jsou průtočná místa znázorněna na obrázku níže. V bodě 9 a 10 byl objemový průtok roven nule.



Obr. 5.2.2-1 – Schéma okruhu chladicí kapaliny [autor]

Pro verifikaci i kalibraci byly porovnávány body měření s výsledky pro různé otáčkové hladiny motoru při jeho maximálním zatížení. Model termostatu byl současně řízen požadavkem objemového průtoku chladičem. Všechny průtoky jsou znázorněny jako násobek průtoku 5 při  $n = 1000$  [1/min].

Otáčky	Zatížení	Průtok 8	Průtok 1	Odchylka	Průtok 2	Odchylka	Průtok 3	Odchylka	Průtok 4	Odchylka
1/min	%	l/min	l/min	%	l/min	%	l/min	%	l/min	%
1000	100	9,90x	0,12*x	43,21	0,15*x	-21,97	0,12*x	-19,88	0,03*x	-49,45
2000	100	24,07x	0,22*x	25,64	0,30*x	-3,75	0,62*x	55,73	0,05*x	-48,18
3000	100	38,50x	0,31*x	8,63	0,43*x	21,81	1,04*x	49,62	0,15*x	-6,46
4000	100	51,85x	0,41*x	13,95	0,59*x	29,55	1,52*x	55,10	0,26*x	22,26
5000	100	65,41x	0,51*x	13,29	0,73*x	26,49	1,89*x	53,92	0,40*x	42,11
6000	100	78,82x	0,62*x	16,47	0,87*x	17,68	2,27*x	60,67	0,48*x	31,18

Otáčky	Zatížení	Průtok 8	Průtok 5	Odchylka	Průtok 6	Odchylka	Průtok 7	Odchylka
1/min	%	l/min	l/min	%	l/min	%	l/min	%
1000	100	9,90x	x	18,20	2,72*x	7,47	3,58*x	-123,54
2000	100	24,07x	1,93*x	13,49	5,57*x	5,27	7,44*x	16,71
3000	100	38,50x	2,71*x	6,81	8,32*x	2,32	10,90*x	13,57
4000	100	51,85x	3,72*x	8,91	11,24*x	2,36	14,99*x	12,26
5000	100	65,41x	4,59*x	6,98	14,02*x	1,35	18,99*x	5,29
6000	100	78,82x	5,49*x	6,19	16,88*x	1,27	23,23*x	0,87

Obr. 5.2.2-2 – Verifikační výsledky nekorigovaného modelu [autor]

Odchylky nekorigovaného verifikačního výpočtu jsou téměř ve všech bodech, až na výjimky, vysoké. Je proto potřeba přistoupit ke kalibraci. Ta probíhala za pomoci integrovaného optimalizéru, z něhož byly výsledky tlakových a průtokových koeficientů převzaty a mírně upraveny. Výsledné průtoky po kalibraci jsou zaznamenány v tabulce (obr. 5.2.2-3) opět jako násobky průtoku 5 při  $n = 1000$  [1/min].

Otáčky	Zatížení	Průtok 8	Průtok 1	Odchylka	Průtok 2	Odchylka	Průtok 3	Odchylka	Průtok 4	Odchylka
1/min	%	l/min	l/min	%	l/min	%	l/min	%	l/min	%
1000	100	11,78x	0,13*x	35,34	0,20*x	-17,42	0,08*x	-51,74	0,04*x	-50,03
2000	100	28,65x	0,27*x	28,23	0,39*x	4,81	0,59*x	23,80	0,06*x	-48,59
3000	100	45,82x	0,37*x	10,70	0,54*x	27,15	0,97*x	17,79	0,19*x	-3,67
4000	100	61,71x	0,50*x	15,42	0,70*x	29,88	1,44*x	23,57	0,34*x	34,16
5000	100	77,84x	0,62*x	14,15	0,83*x	21,65	1,74*x	19,50	0,49*x	46,99
6000	100	93,81x	0,74*x	16,82	0,96*x	8,57	2,02*x	20,40	0,60*x	36,93

Otáčky	Zatížení	Průtok 8	Průtok 5	Odchylka	Průtok 6	Odchylka	Průtok 7	Odchylka
1/min	%	l/min	l/min	%	l/min	%	l/min	%
1000	100	11,78x	x	-0,68	3,05*x	1,19	4,37*x	-124,17
2000	100	28,65x	2,11*x	4,39	6,46*x	2,36	7,06*x	-6,99
3000	100	45,82x	3,05*x	0,78	9,72*x	0,37	10,90*x	-4,54
4000	100	61,71x	4,25*x	4,56	13,17*x	0,78	15,89*x	-0,04
5000	100	77,84x	5,29*x	3,50	16,49*x	0,17	21,23*x	-1,11
6000	100	93,81x	6,35*x	3,29	19,88*x	0,24	27,18*x	-0,84

Obr. 5.2.2-3 – Verifikační výsledky korigovaného modelu [autor]

Pro průtoky 1 až 4 jsou odchylky stále relativně velké. Nicméně v těchto případech se jedná o odvězdušňovací kanály. I přes velké odchylky nabývá průtok tak nízkých hodnot, že má na výsledné chlazení pouze zanedbatelný vliv. Průtoky 5, 6 a 7 mají naopak vliv na chlazení vyšší a jejich odchylky jsou významně nižší, vyjma odchylky pro průtok 7 při otáčkách  $1000 \text{ min}^{-1}$ . V tomto bodě se zcela jasně jedná o chybu měření, jelikož měřený průtok zde nabýval nereálných záporných hodnot. Proto lze na základě vyhodnocení expertním týmem prohlásit výsledky za validní.



## 6 Ověření metodiky

Z hlediska chlazení motoru je velice důležitým parametrem maximální teplota chladicí kapaliny. Nejvyšší teplota nastává logicky těsně před výstupem kapaliny z motoru. Pro zjednodušení lze říci, že tato teplota je rovna teplotě při vstupu do vodního chladiče. Proto je posouzení přesnosti modelu vztaženo právě k této teplotě.

### 6.1 Stacionární režimy

Pro ověření funkčnosti výpočtového modelu je vhodné porovnání stacionárních režimů. Pro porovnání lze takových režimů použít hned několik. Všechny z následujících režimů byly na daném vozidle prováděny v tzv. klima-wind kanálu, tudíž byly zajištěny téměř konstantní podmínky po celou dobu měření. Režimy byly simulovány na modelu celého vozidla a poté byl separátně tepelně zatížen model MP s předepsaným tepelným tokem motoru z měření pro stanovení odchylek MP a motor modelu.

#### a) Maximální rychlost

Pro celkový model vozidla jsou okrajovými podmínkami okolní teplota  $t_{okolí}$  [°C], objemový tok chladicí kapaliny chladičem  $\dot{V}$  [l/min], tepelný tok klima kondenzátoru  $\dot{Q}$  [kW], otáčky ventilátoru  $n$  [1/min] a vstupní teplota  $t_{int-in}$  a hmotnostní průtok  $\dot{m}$  [kg/h] na mezichladiči. Pro model MP jsou navíc dvě okrajové podmínky, chlazený výkon motoru  $P$  [kW] a rychlost vozidla  $v$  [km/h].

Vodní chladič	Odchylka [%]	
	Celkový model	Model MP
Vstupní teplota	-3,46	-4,50
Výstupní teplota	-4,56	-5,34
Rozdíl teplot	2,71	0,20
Chlazený výkon	2,87	-
Ostatní	-	
Mezichladič T-out	4,33	4,33
Mezichladič rozdíl teplot	-2,09	-2,09
Rychlost	1,31	-

Obr. 6.1-1 – Výsledky simulace režimu maximální rychlosti [autor]

Výsledky simulace režimu maximální rychlosti naznačují, že odchylka nižší vstupní a výstupní teploty hlavního chladiče při simulaci modelu MP je způsobena množstvím chladicího vzduchu procházejícího skrze chladicí paket. Odchylka modelu motoru a modelu vodního okruhu vztažená ke vstupní teplotě do vodního chladiče tak činí:

$$-3,46\% + |-4,50\%| = 1,04\%$$



**b) Režim 120 km/h**

	Odchylka [%]	
	Celkový model	Model MP
<b>Vodní chladič</b>		
Vstupní teplota	10,63	0,77
Výstupní teplota	6,96	4,93
Rozdíl teplot	12,61	-1,15
Chlazený výkon	12,88	-
<b>Mezichladič</b>		
Mezichladič T-out	-0,95	-1,90
Mezichladič rozdíl teplot	1,47	2,94

*Obr. 6.1-2 – Výsledky simulace režimu 120 km/h [autor]***c) Režim 100 km/h**

	Odchylka [%]	
	Celkový model	Model MP
<b>Vodní chladič</b>		
Vstupní teplota	8,53	1,92
Výstupní teplota	9,01	9,30
Rozdíl teplot	8,30	-1,72
Chlazený výkon	8,09	-
<b>Mezichladič</b>		
Mezichladič T-out	0,95	0,00
Mezichladič rozdíl teplot	-1,39	0,00

*Obr. 6.1-3 – Výsledky simulace režimu 100 km/h [autor]***d) Režim 80 km/h**

	Odchylka [%]	
	Celkový model	Model MP
<b>Vodní chladič</b>		
Vstupní teplota	5,84	5,26
Výstupní teplota	11,65	18,97
Rozdíl teplot	2,58	-2,43
Chlazený výkon	3,15	-
<b>Mezichladič</b>		
Mezichladič T-out	2,49	2,80
Mezichladič rozdíl teplot	-3,49	-3,93

*Obr. 6.1-4 – Výsledky simulace režimu 80 km/h [autor]*

U výsledků simulací režimů b), c) a d) lze pozorovat na odchylkách simulací celkového modelu klesající trend odchylek vstupní teploty vodního chladiče společně s klesající rychlostí, přičemž při simulaci tepelného zatížení MP je tomu naopak. Podobně jako výše, lze pomocí odečtení odchylky modelu MP od odchylky celkového modelu, stanovit také odchylku modelu vodního okruhu s motor modelem, vztaženou ke vstupní teplotě do hlavního chladiče následovně:

$$\text{b) } 10,63\% - 0,77\% = 9,86\%$$

$$\text{c) } 8,53\% - 1,92\% = 6,61\%$$

$$d) 5,84\% - 5,26\% = 0,58 \%$$

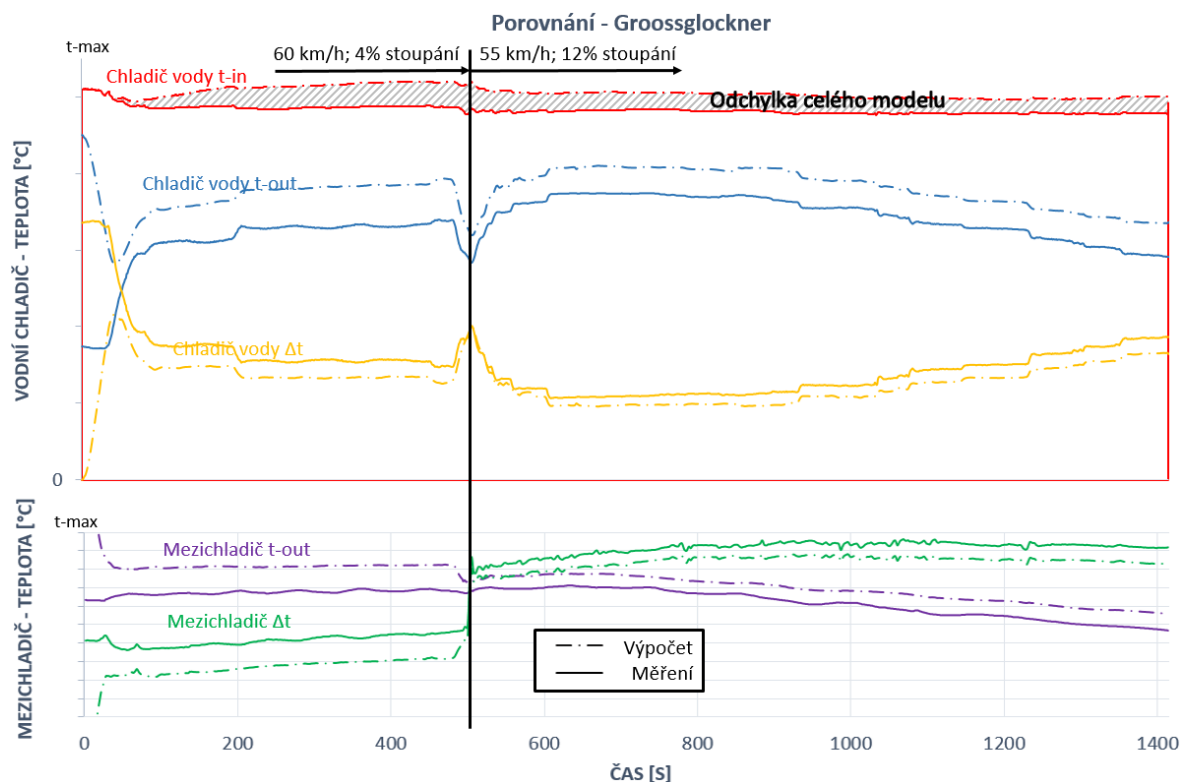
Je nutné zmínit fakt, že kvůli nezaznamenaným otáčkám ventilátoru při měření, byla předepsána hodnota PWM signálu ventilátoru 0%. Simulace tak probíhala v bezventilátorovém režimu. Model MP byl však kalibrován pouze pro režimy se zapnutým ventilátorem, proto nelze tyto výsledky považovat za zcela průkazné.

## 6.2 Nestacionární režimy

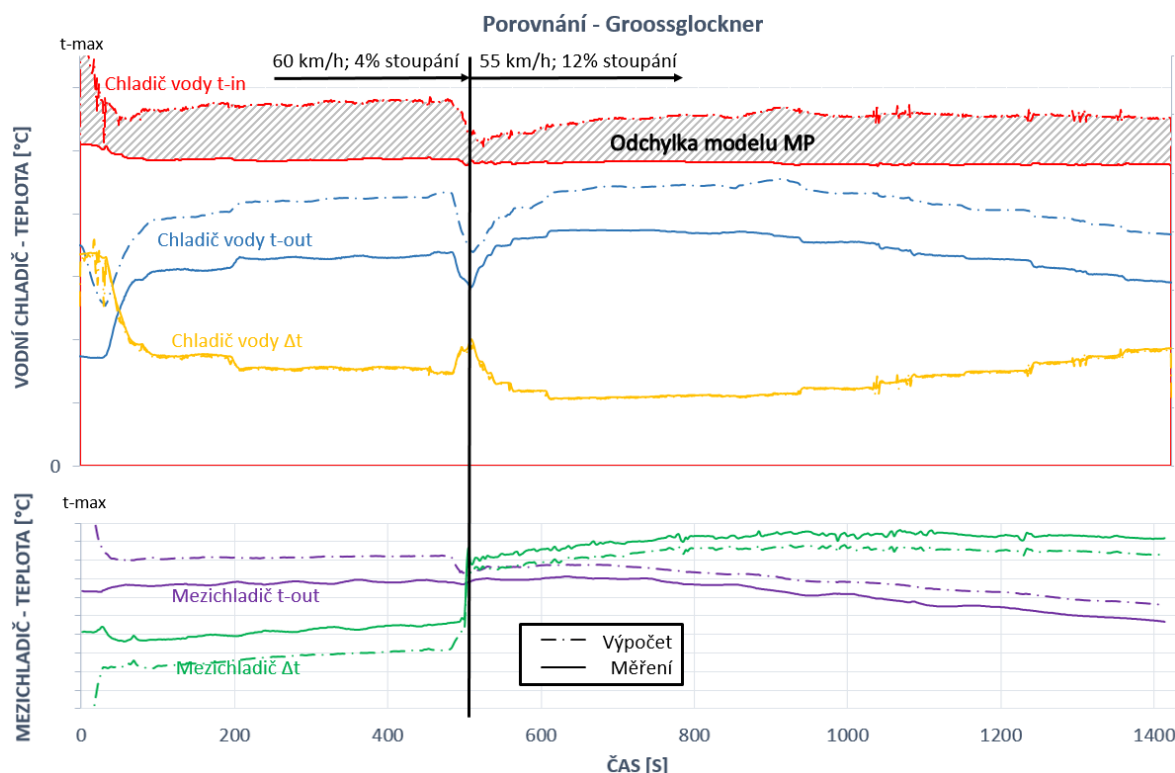
Podobně jako tomu bylo u režimů stacionárních, poslouží pro posuzování odchylek nestacionárních režimů opět vstupní teplota chladicí kapaliny do chladiče. Všechny nestacionární režimy byly rovněž měřeny v tzv. klima-wind kanálu a každému režimu předchází ustalovací fáze. Přechod mezi ustalovací a nestacionární fází je v grafu vždy zřetelně vyznačen.

### 6.2.1 GrossGlockner

Tento režim je složen ze dvou fází. První (ustalovací) je jízda rychlostí  $v = 60$  km/h při stoupání vozovky 4% a okolní teplotě  $t = 30^\circ\text{C}$ . Druhá fáze je jízda rychlostí  $v = 55$  km/h při stoupání vozovky 12% a okolní teplota postupně klesá z  $30^\circ\text{C}$  na  $18^\circ\text{C}$ .



Obr. 6.2.1-1 – Porovnání měření režimu GrossGlockner se simulací modelu celého vozu  
[autor]



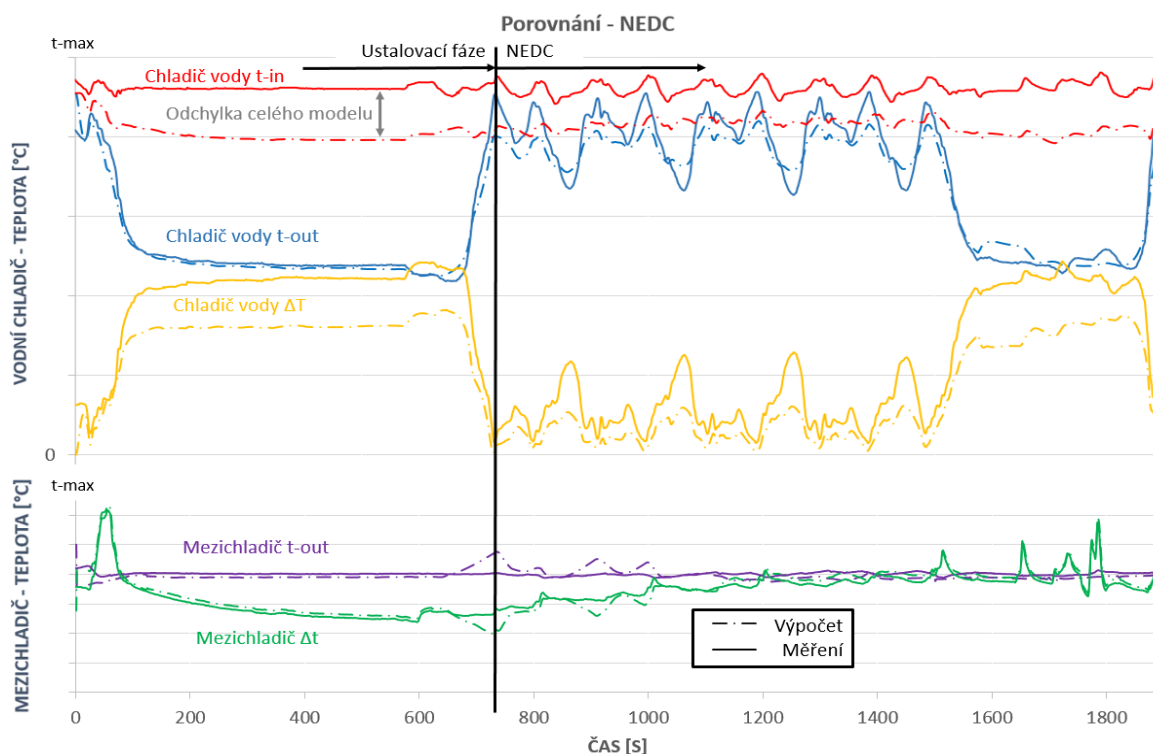
Obr. 6.2.1-2 – Porovnání měření režimu GrossGlockner se simulací modelu MP [autor]

Z grafu na obrázku 6.2.1-1 lze pozorovat, že záporná odchylka rozdílu teplot na chladiči vody odpovídá nižšímu chlazenému výkonu, což naznačuje nepřesnost modelu motoru a vodního okruhu, tedy model motoru vygeneruje méně tepla, než bylo reálně naměřeno. Nicméně odchylka výstupní teploty chladiče vody vypovídá o nízkém průtoku chladicího vzduchu skrze chladicí paket. Následně byla provedena simulace tepelného zatížení modelu MP, která tuto hypotézu potvrzuje. Vyhodnocení odchylek bylo provedeno v čase 800 s. Odchylka modelu celého vozidla vztažená ke vstupní teplotě vodního chladiče činí 4,75%. Odchylka tepelně zatíženého modelu MP vztažená ke vstupní teplotě činí 14,47%. Odchylka motor modelu a modelu vodního okruhu je tedy:

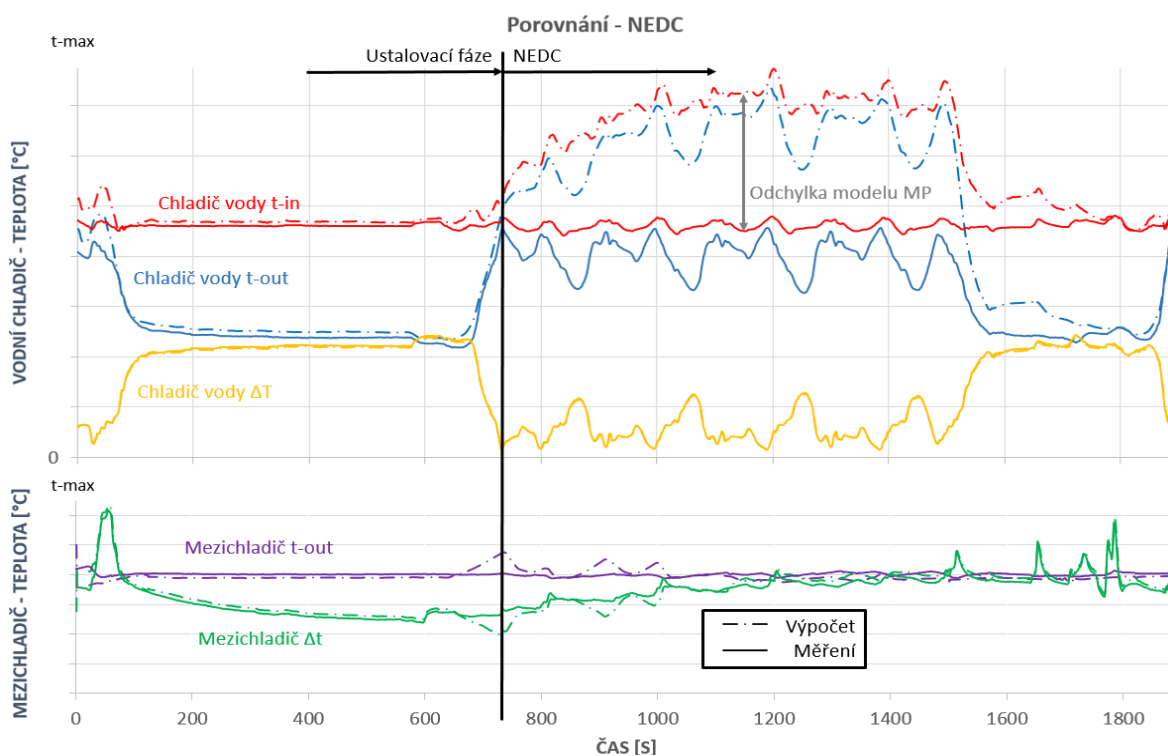
$$4,75\% - 14,47\% = -9,72\%$$

## 6.2.2 NEDC

Průběh testu režimu NEDC lze dohledat například v internetových zdrojích, proto zde nebude popisován. Nicméně samotnému NEDC cyklu předchází ustalovací fáze při rychlosti  $v = 100 \text{ km/h}$  a teplota okolí při měření byla pro potřeby vývoje metodiky zvýšena na  $40^\circ\text{C}$ .



Obr. 6.2.2-1 – Porovnání měření NEDC cyklu se simulací modelu celého vozu [autor]



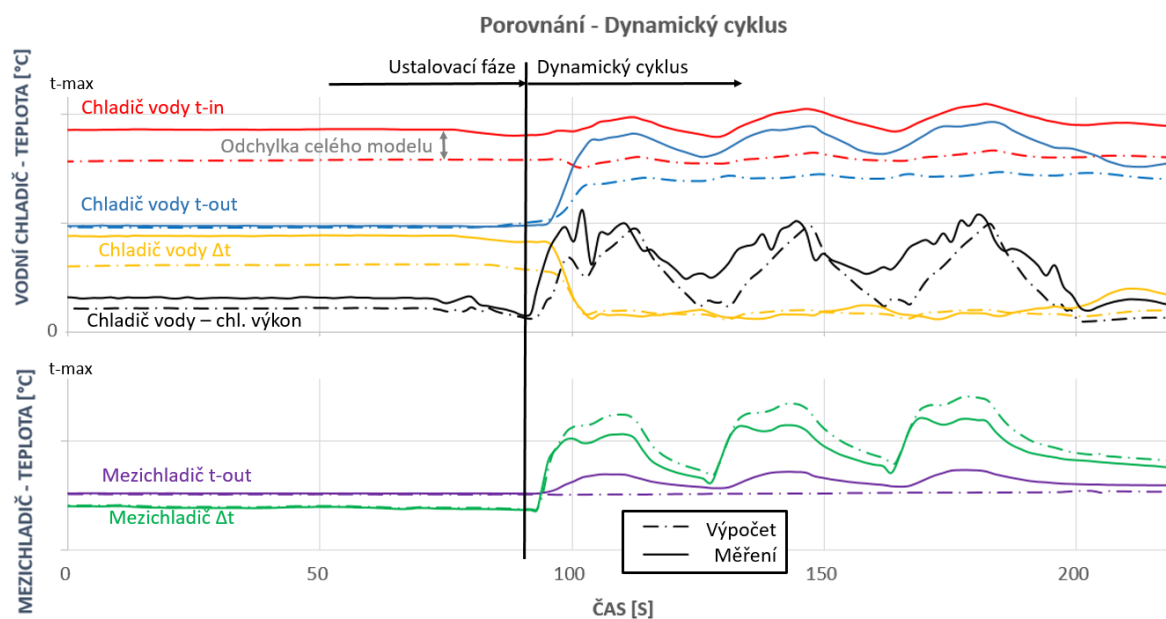
Obr. 6.2.2-2 – Porovnání měření NEDC cyklu se simulací modelu MP [autor]

Podobně jako u předchozího režimu, lze pozorovat z grafu na obr. 6.2.2-1 zápornou odchylku  $\Delta t$  na vodním chladiči, což opět odpovídá nižšímu vygenerovanému výkonu motor modelem. Na obrázku 6.2.2-2 je vykresleno porovnání měření se simulací tepelně zatíženého modelu MP. Je zde zřetelně vidět obdobný problém, jako u režimu GrossGlockner,

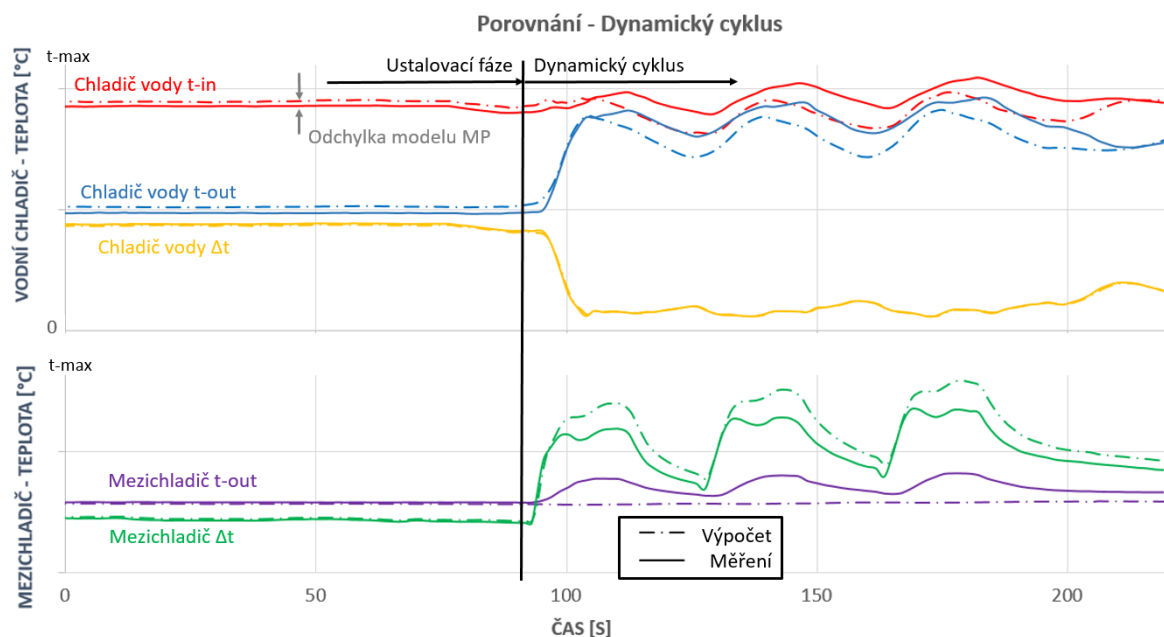
a to nižší průtok vzduchu chladicím paketem. Průtok je nižší zejména při nízkých rychlostech vozidla, což symbolizují vysoké teploty vody vodního chladiče. Naopak při rychlostech okolo  $v = 100$  km/h se odchylky vstupní a výstupní teploty z vodního chladiče blíží k nule.

### 6.2.3 Dynamický test

Dynamický test začíná ustalovací fází, kdy je rychlost vozidla  $v = 100$  km/h. Po ustálení dojde ke zpomalení na 50 km/h a poté začíná dynamický test zrychlením z 50 km/h na 150 km/h a opětovným zpomalením na 50 km/h. To se opakuje třikrát. Teplota okolí  $t = 40^\circ\text{C}$ .



Obr. 6.2.3-1 – Porovnání měření dynamického cyklu se simulací modelu celého vozidla  
[autor]



Obr. 6.2.3-2 – Porovnání měření dynamického cyklu se simulací modelu MP [autor]

U tohoto režimu lze postřehnout několik faktů. Na obr. 6.2.3-1 je zřetelný nižší chlazený výkon motoru v ustalovací fázi a v dynamické fázi dochází k mírným překmitům do kladné odchylky chlazených výkonů. Jelikož se jedná o vysoce tranzientní režim, lze takové chování označit jako tepelnou setrvačnost vodního okruhu nebo motor modelu, která může být spojena s jejich vyššími hmotami, nebo s nepřesnostmi tepelné kalibrace motor modelu. Z obr. 6.2.3-2 je pak možné postřehnout velice mírnou odchylku vstupní teploty vodního chladiče pro ustalovací režim podobně, jako tomu bylo u ustalovací fáze NEDC cyklu. U dynamické fáze dochází k poklesu teplot pod naměřené hodnoty čemuž by odpovídal zvýšený průtok vzduchu motorovým prostorem.

## 7 Zhodnocení, doporučení

Při podrobném zkoumání odchylek výsledků 6. kapitoly byla vytvořena hypotéza, podle které lze odchylky celkového modelu rozdělit na dvě části.

První je způsobení části odchylky motor modelem, kdy dochází k nízkému tepelnému toku do chladicí kapaliny. Z výše prezentovaných výsledků je zřejmé, že se s rostoucí rychlostí snižuje absolutní hodnota odchylky chlazeného výkonu. Z výpočtu tepelné bilance víme, že dochází k disipaci energie uložené v palivu do několika složek. Jednou z nich je  $\dot{Q}_{zbyt}$ , ve které je mimo jiné zahrnuta konvekce tepla na vnějším povrchu motoru. Důležité je zmínit fakt, že motor je při měření umístěn v klimatizované kobce a kritická místa jsou nuceně ochlazována konstantním proudem vzduchu. Analogií je proudění vzduchu v motorovém prostoru vozidla při jízdě. Ovšem proud vzduchu v MP vozidla je závislý na rychlosti jízdy. Tomuto faktu by odpovídaly i výsledky zaznamenané v předchozí kapitole, kdy byly při nižší rychlosti jízdy chlazený nižší tepelné toky.

Druhou část odchylky zapříčiňuje model MP, přičemž důvodem je nízký tok chladicího vzduchu. Z výsledků simulací tepelně zatíženého modelu MP v předchozí kapitole je možné pozorovat, že při vysokých rychlostech je odchylka vstupní teploty vodního chladiče záporná, při středních rychlostech okolo 100 km/h je odchylka téměř nulová a při nižších rychlostech je odchylka kladná a relativně vysoká. Vzhledem k výsledné přesnosti kalibrace modelu MP v kapitole 5.1.2 je odchylka přisuzována tlakovým okrajovým podmínkám. Částečně může být odchylka způsobena též faktem zmíněným v kapitole 6.1 a to, že model MP byl kalibrován na základě CFD výpočtu pro maximální výkon ventilátoru. Kromě jízdního režimu GrossGlockner, kde je ventilátor plně zatížen, jsou NEDC a dynamický cyklus, co se zatížení ventilátoru týče, režimy přechodovými. Také samotný CFD výpočet má svou toleranci, kterou nelze pro konkrétní případ kvantifikovat.

Doporučení pro další vývoj metodiky vyplývá z výše zmíněného v této kapitole. Zcela jistě nutná je optimalizace modelu motoru, respektive jeho tepelné bilance zahrnující vlivy konvekce tepla do okolí a optimalizace tlakových okrajových podmínek, respektive jejich přepočtu na dané podmínky, které ovlivňují průtok vzduchu v MP a tím teploty chladicí kapaliny.

Výsledky předchozí kapitoly také naznačují současnou využitelnost metodiky pro režimy s poměrně nízkými kladnými hodnotami odchylek. Takové podmínky splňují celkové odchylky simulací stacionárního režimu maximální rychlosti a režimu 80 km/h a

nestacionárního režimu GrossGlockner. Z důvodu, že jsou výsledné odchylky kladné a teploty tak vyšší, může při použití metodiky dojít k předimenzování systému. Nemělo by se tak stát, že chladicí systém motoru navržený pomocí této metodiky překročí stanovené kritické teploty. I přes jistou nepřesnost je tedy možné metodiku využít pro tyto tři výše zmíněné režimy.

Celkově lze říci, že model jako celek je velice robustní a výsledky kopírují trend naměřených dat. Pro fázi, ve které se vývoj metodiky nachází, jsou výsledky expertním týmem hodnoceny jako dobré. Dojde-li k odstranění zmíněných nedostatků, bude metodika s vysokou pravděpodobností nasazena do vývoje nově vznikajících vozidel.



## 8 Závěr

Cílem diplomové práce bylo vytvoření výpočetní metodiky pro řešení nestacionárních zátěžových jízdních stavů vozidla a její ověření na vybraném agregátu, respektive vozidle. Vybrané vozidlo je stručně popsáno ve druhé kapitole, která se zabývá současným stavem poznání, zejména rozbořem tepelných přispěvovatelů do celkové tepelné bilance vozidla. Dále jsou v kapitole zmíněny základy sdílení tepla, základy proudění tekutin, popis tepelných výměníků nejčastěji užívaných v automotive a základní popis dvou 1D výpočetních SW užívaných pro výpočty chlazení.

V kapitole třetí jsou definovány stacionární a nestacionární stavy, jejichž rozdělení je důležité pro správné posouzení výsledků. Také je zde rozebrána současná metodika výpočtů chlazení a její nedostatky, které ústí v motivaci a definování požadavků nové výpočtové metodiky.

Úvod čtvrté kapitoly je věnován rozboru metod vhodných pro nově navrhovanou metodiku. Majoritní část kapitoly pak patří zejména popisu tvorby celkového modelu vozidla, jeho jednotlivým modulům (podsestavám) a komponentám modulů. Je zde také popsán postup stavby komponent, především těch, které významnou měrou zasahují do tepelné bilance vozidla. Z hlediska chlazení je zřejmě nejdůležitějším prvkem model motoru, proto je významná část kapitoly věnována výpočtu jeho energetické bilance.

Kapitola pátá je rozdělena na dvě podkapitoly, které jsou věnovány ověření, potažmo zpřesnění dvou vzájemně se ovlivňujících modulů a to modelu motorového prostoru a modelu okruhu chladicí kapaliny. Tyto moduly zároveň mají majoritní podíl na celkové tepelné bilanci vozidla. Ověřením se rozumí provedení verifikačního výpočtu, na základě kterého byly jednotlivé prvky buďto prohlášeny expertním týmem za validní nebo bylo v opačném případě přistoupeno ke kalibraci a opakování ověření. U modelů motorového prostoru a okruhu chladicí kapaliny bylo přistoupeno přímo ke kalibraci.

V šesté kapitole jsou číselně vyjádřeny výsledné odchylky simulací stacionárních režimů. Výsledky simulací nestacionárních režimů jsou znázorněny graficky. Vzhledem k výrazné nestacionaritě NEDC cyklu a dynamického cyklu nebylo možné kvantifikovat dostatečně reprezentativní odchylku, proto jsou odchylky znázorněny graficky.

Kapitola sedmá je zhodnocením výsledků zaznamenaných v kapitole šesté. Jsou zde popsána především problematická místa modelu, která způsobují danou odchylku mezi

měřenými daty a výsledky simulace. I přes výslednou nepřesnost je možné metodiku využít pro simulace režimu maximální rychlosti, režimu 80 km/h a režimu GrossGlockner. Lze také konstatovat, že model je stabilní, velice robustní a výsledné grafy kopírují trend naměřených dat. Pro fázi, ve které se vývoj metodiky nachází, jsou výsledky expertním týmem hodnoceny jako dobré. Dojde-li k odstranění nedostatků modelu a tím ke zpřesnění výsledků simulací, bude tato metodika s největší pravděpodobností nasazena do vývoje nově vznikajících vozidel.

## Použité informační zdroje

- [2] DRESLER, Pavel. Vozidlové motory: Úvod do vozidlových motorů. Ostrava, 2017.
- [4] VAN BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFER. *Internal Combustion Engine Handbook*. 1. United States of America: SAE International, 2004. ISBN 0-7680-1139-6.
- [6] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [13] What is Heat Transfer? What is Conduction Heat transfer? What is Convection Heat Transfer? What is Radiation Heat Transfer? In: <https://www.brighthubengineering.com> [online]. 2019 [cit. 2019-11-25]. Dostupné z: <https://www.brighthubengineering.com/hvac/5231-what-is-heat-transfer/>
- [14] Heat transfer. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2019-11-25]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Heat\\_transfer](https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_transfer)
- [15] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Praha: ČVUT Praha, 2001. ISBN 9788001024096.
- [16] Sdílení tepla. In: *Sps-ko.cz* [online]. 2018 [cit. 2019-11-29]. Dostupné z: [http://www.sps-ko.cz/documents/MEC\\_kratochvil/TERMOMECHANIKA\\_INTERNET\\_DOC/16\\_Sdileni\\_tepla.pdf](http://www.sps-ko.cz/documents/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/16_Sdileni_tepla.pdf)
- [17] ZEMAN, Radek. Přenos tepla prouděním. In: *Onlineschool.cz* [online]. 2019, 2019 [cit. 2019-11-29]. Dostupné z: <https://onlineschool.cz/termomechanika/prenos-tepla-proudenim/>
- [19] Stefan–Boltzmann law. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2019-12-02]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Stefan–Boltzmann\\_law](https://en.wikipedia.org/wiki/Stefan–Boltzmann_law)

- [20] Danfoss Brazed Plate Heat Exchanger. *Www.indiamart.com* [online]. [cit. 2019-12-03]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/danfoss-brazed-plate-heat-exchanger-15218953355.html>
  
- [21] Chilled Water Heat Exchanger. *Www.heatexchangersgasket.com* [online]. [cit. 2019-12-03]. Dostupné z: <http://www.heatexchangersgasket.com/heat-exchangers/chilled-water-heat-exchanger.html>
  
- [22] GENIBREL, Jean. IMPROVE COOLING, POWER AND RELIABILITY WITH RADIATOR PRESSURE. *Appliespeed.com* [online]. 2017, 10. 2. 2017 [cit. 2019-12-04]. Dostupné z: <https://appliespeed.com/blogs/tech/improve-cooling-power-and-reliability-with-radiator-pressure>
  
- [23] Cooling system. *Www.carid.com* [online]. [cit. 2019-12-04]. Dostupné z: <https://www.carid.com/motorad/info/tech-education.html>
  
- [24] LUBKEN, Jason. Single Pass, Double Pass, Triple Pass radiators; what's the difference? In: *Www.speedwaymotors.com* [online]. 2016, 9. 19. 2016 [cit. 2019-12-04]. Dostupné z: <https://www.speedwaymotors.com/the-toolbox/single-pass-double-pass-triple-pass-radiators-what-s-the-difference/28862>
  
- [25] Mecca: Journal of Middle European Construction and Design of Cars. Praha: studio pixi-e, 2012, **2012**(2). ISSN 1214-0821.
  
- [26] PÁV, Karel. *Tepelná bilance spalovacího motoru*. Mladá Boleslav, 2012.
  
- [27] BURIČ, Jan. *Diagram průtoku motorovým prostorem*. Mladá boleslav, 2019.
  
- [28] ŠKORPÍK, Jiří. Větrné turbíny a ventilátory, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2019-07-08]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/22.html>.
  
- [29] GT-SUITE – A Revolutionary MBSE Tool. *Gamma Technologies | The Standart in Multi-Physics System Simulation* [online]. 2019 [cit. 2020-03-11]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/>
  
- [30] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanikatekutin* [online]. Ostrava: -, 2007 [cit. 2020-03-14]. ISBN ISBN978-80-248-1508-4. Dostupné z: <http://docplayer.cz/10403835->

Vysoka-skola-baska-technicka-univerzita-ostava-mechanika-tekutin-uebni-text-sylva-drabkova-a-kolektiv.html#show\_full\_text

- [31] Reynoldsovo číslo. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2019, 18. 8. 2019 [cit. 2020-03-14]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Reynoldsovo\\_%C4%8D%C3%ADslo](https://cs.wikipedia.org/wiki/Reynoldsovo_%C4%8D%C3%ADslo)
- [32] Reynolds number. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2020 [cit. 2020-03-14]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Reynolds\\_number](https://en.wikipedia.org/wiki/Reynolds_number)
- [33] BOUCHALOVÁ, Alexandra. *Fyzika pro 1. ročník gymnázia: Rovnice kontinuity* [online]. In: . 3.6. 2013, s. 9 [cit. 2020-03-15]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/3303036/>
- [34] Prandtl number. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2020 [cit. 2020-03-15]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Prandtl\\_number](https://en.wikipedia.org/wiki/Prandtl_number)
- [35] Steady state. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 26. 2. 2020 [cit. 2020-03-22]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Steady\\_state](https://en.wikipedia.org/wiki/Steady_state)
- [36] Transient state. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 16. 2. 2020 [cit. 2020-03-22]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Transient\\_state](https://en.wikipedia.org/wiki/Transient_state)
- [37] Modules. *Kuli.magna.com* [online]. [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: <https://kuli.magna.com/product-info/modules/>
- [38] GRODA, B. - VÍTEŽ, T. *Termomechanika I*. Brno: Ediční středisko MZLU v Brně, 2008. 236 s. 2338. ISBN 978-80-7375-160-9.
- [39] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [40] DRESLER, Pavel. *Analýza procesu výměny náplně válce pístového spalovacího motoru*. Ostrava, 2018. Disertační práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava.